



UNIVERSITA' DI PADOVA
FACOLTA' DI INGEGNERIA

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN
INGEGNERIA INDUSTRIALE

INDIRIZZO ENERGETICA

CICLO: XXI

IL MOTO DELL'ARIA ALL'INTERNO DI AMBIENTI CONFINATI

DIRETTORE DELLA SCUOLA:
Prof. Paolo F. Bariani

SUPERVISORE:
Prof. Roberto Zecchin

DOTTORANDO: Giacomo Villi

31 gennaio 2009



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Elettrica

Scuola di Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale

Indirizzo Energetica

Ciclo XXI

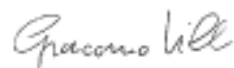
**IL MOTO DELL'ARIA ALL'INTERNO
DI AMBIENTI CONFINATI**

Direttore della Scuola: Prof. Paolo F. Bariani

Supervisore: Prof. Roberto Zecchin



Dottorando: Giacomo Villi



31 gennaio 2009

Indice

1 Introduzione

2 Analisi prestazionale delle coperture ventilate

2.1	Introduzione	pag.	4
2.2	Microventilazione e ventilazione. Definizioni	“	4
2.3	Modello di calcolo	“	5
2.4	Risultati	“	8
2.5	Conclusioni	“	14
	Bibliografia	“	14

3 Il vantaggio energetico conseguibile con strutture a doppia pelle

3.1	Introduzione	pag.	16
3.2	Modello di calcolo	“	18
3.3	Caso di studio	“	22
3.4	Trattazione numerica	“	23
3.5	Analisi dei coefficienti di scambio termico convettivo e della portata fluente nell'intercapedine	“	25
3.6	Modello energetico	“	28
3.7	Conclusioni	“	29
	Bibliografia	“	29

4 La ventilazione naturale nella climatizzazione di ambienti confinati: modelli di calcolo ed analisi del risparmio energetico

4.1	Introduzione	pag.	31
4.2	I meccanismi alla base della ventilazione naturale e la loro previsione	“	31
4.2.1	Il gradiente termico	“	32
4.2.2	Il gradiente anemologico	“	33
4.2.3	La ventilazione a lato singolo	“	35
4.3	Il calcolo delle portate	“	36
4.4	Gli strumenti disponibili per lo studio della ventilazione naturale	“	36
4.5	Possibili utilizzi della ventilazione naturale	”	38
4.6	I limiti della ventilazione naturale	”	39
4.7	Quantificazione dei benefici ottenibili attraverso		

	la ventilazione naturale	“	41
4.8	Conclusioni	”	48
	Bibliografia	“	49

5 L'applicazione del concetto di ventilazione ibrida ad un edificio reale: il caso di un *hospice* collocato nella zone Nord Orientale dell'Italia

5.1	Introduzione	pag.	50
5.2	Descrizione del caso di studio	”	50
5.3	Strumenti impiegati nell'analisi	“	52
5.4	Modello di calcolo	”	53
5.5	Condizioni al contorno	“	54
5.6	Risultati	”	56
5.7	Conclusioni	“	58
	Bibliografia	“	58

6 Confronto energetico tra diverse modalità di ventilazione. Ventilazione naturale, ventilazione meccanica con recupero di calore sull'aria espulsa e ventilazione accoppiata a terreno

6.1	Introduzione	pag.	60
6.2	Modello di calcolo	”	61
6.3	Risultati	”	63
6.4	Conclusioni	”	67
	Bibliografia	”	68

7 Il ricorso a programmi di simulazione per la previsione delle conseguenze di un incendio

7.1	Introduzione	pag.	70
7.2	L'ingegneria della sicurezza. Definizioni	”	74
7.3	Il processo di valutazione prestazionale nell'ambito della prevenzione antincendio	“	76
7.4	Strumenti di calcolo	“	77
	7.4.1 C-FAST	”	77
	7.4.2 FDS	“	77
7.5	Casi di studio	“	79
	7.5.1 Il confronto tra le previsioni ottenute in base all'applicazione dei modelli a zone e a campo	“	79

7.5.2	L'influenza della modellazione dell'incendio	“	86
7.6	Considerazioni	”	88
7.7	Caso pratico di applicazione dell'approccio prestazionale ad un edificio sottoposto a tutela architettonica	“	89
7.7.1	Cenni storici	”	89
7.7.2	Metodo	”	90
7.7.3	Scopo ed obiettivi	”	91
7.7.4	Definizione e set-up dello scenario di incendio	”	92
	Bibliografia	“	96

8 La previsione della concentrazione di inquinanti all'interno di un ambiente *indoor*. Confronto tra diversi approcci numerici applicati a varie modalità di ventilazione

8.1	Introduzione	pag.	98
8.2	Caso di studio	“	99
8.3	Condizioni al contorno	“	100
8.4	Risultati	“	102
8.5	Conclusioni	“	106
	Bibliografia	“	106

9 Influenza delle condizioni microclimatiche a bordo della cabina di un aereo di linea sul benessere dei passeggeri. Il progetto europeo ICE

9.1	Introduzione	pag.	108
9.2	Il simulatore di volo FTF	“	109
9.3	Risultati	“	114
9.4	Analisi del campo di velocità all'interno della cabina dell'aereo	“	117
	Bibliografia	“	120

10 Conclusioni

11 Elenco delle pubblicazioni

1. Introduzione

Il presente lavoro ha come oggetto l'analisi del moto dell'aria all'interno di ambienti confinati. Tale tema ha raccolto aspetti legati all'efficienza energetica, alla sicurezza ed alla tutela di persone e cose e problemi riconducibili al livello di benessere percepito.

Il tema dell'efficienza e del risparmio energetico costituisce il principale serbatoio di idee per possibili soluzioni utili al fine di orientare in senso sostenibile i consumi di energia. A tale ambito appartengono le cosiddette tecnologie passive che interpretano elementi quali sole, vento, acqua e calore naturale non più come agenti esterni dai quali proteggere l'ambiente interno, rivedendone piuttosto il ruolo di utili risorse nel contenimento dei fabbisogni energetici legati a riscaldamento e raffrescamento. La consapevolezza dell'emergenza del problema energetico si è tradotta nella necessità di un approccio basato sulla valutazione del comportamento energetico globale dell'edificio (riscaldamento, raffrescamento, illuminazione), includendo le analisi delle prestazioni dei singoli componenti del sistema impiantistico e dell'involucro edilizio; il prerequisito da rispettare rimane comunque l'esigenza di salubrità e di benessere degli ambienti confinati. La rivalutazione del ruolo dell'involucro edilizio a ben più che mera chiusura del volume abitato si rivela sicuramente scelta prioritaria. Le prestazioni dell'involucro edilizio, se da una parte influenzano la mediazione tra esterno ed ambiente interno e, di conseguenza, influenzano la percezione della corrispondenza più o meno completa tra le caratteristiche dello spazio occupato e l'ideale di ambiente confortevole, dall'altra, diventano fondamentali per consentire l'applicazione di fenomeni fisici potenzialmente utilizzabili a favore del benessere degli occupanti e delle prestazioni energetiche dell'intero edificio. La presente ricerca presenta la valutazione dei benefici, sia in termini di qualità termo-igrometrica degli spazi confinati che in termini energetici, conseguenti all'utilizzo di tecniche passive di ventilazione in combinazione ad elementi di involucro di tipo innovativo.

Relativamente agli aspetti di sicurezza, un'applicazione sempre più importante risulta l'analisi dei rischi legati al verificarsi di un incendio all'interno degli ambienti. La pratica antincendio sta evolvendo dalla mera applicazione di regole tecniche ad una progettazione orientata alla valutazione delle prestazioni di ciascuna possibile contromisura adottabile per limitare le conseguenze di un incendio su persone e cose. Grazie alla recente evoluzione delle capacità di calcolo messe a disposizione dalla moderna tecnologia, la fluidodinamica computazionale, basata sulla soluzione numerica all'interno di un dominio di calcolo delle leggi di conservazione di massa, quantità di moto ed energia, rappresenta uno strumento alternativo all'analisi sperimentale su prototipi, consentendo, a costi decisamente inferiori, l'analisi parametrica dell'efficacia di diverse soluzioni progettuali riguardanti le geometrie o le condizioni a contorno ipotizzate. A tale possibilità si riconduce il cosiddetto approccio ingegneristico, introdotto recentemente nell'ordinamento antincendio italiano, che prevede la possibilità del ricorso a misure di protezione alternative fatto salvo che ne venga dimostrata l'equivalenza in termini di sicurezza garantita a quelle prescritte dalla tradizionali regole tecniche. Particolarmente interessante risulta un aspetto approfondito in questa sede che combina le tematiche di sicurezza e di qualità dell'ambiente *indoor*, legato all'inquinamento generato da fornelli domestici a gas.

La maggiore dimestichezza con il viaggio aereo, l'avvento dei voli a lunga percorrenza e problemi specificatamente riconducibili al microclima interno alla fusoliera di un aereo di linea, che vanno dalla ridotta pressione parziale dell'ossigeno ad aspetti patologici come la trombosi venosa profonda o la diffusione di malattie quali la SARS,

hanno contribuito ad aumentare l'interesse verso le possibili conseguenze che tale tipo di ambiente ha sulla salute ed il benessere del pubblico viaggiante. In tale ambito, si è sviluppato il progetto europeo ICE (*"Ideal Cabin Environment"*) volto alla determinazione della migliore combinazione dei parametri ambientali (pressione, umidità relativa, velocità dell'aria, rumorosità) tale da tutelare la salute e da garantire il massimo comfort dei passeggeri. In particolare, tale progetto mira alla valutazione dell'influenza combinata dei vari parametri. Il nucleo di dati che permetterà tale determinazione è costituito dalle informazioni raccolte durante una serie di prove sperimentali e voli reali che hanno visto coinvolti più di 1000 individui. I risultati ottenuti costituiscono l'ossatura del progetto di norma di prossima pubblicazione prEN 2222: *Aircraft integrated air quality and pressure standards, criteria and determination methods*.

Abstract

The present analysis is focused on the investigation of airflows within enclosed spaces. Different aspects related to the energy efficiency of buildings, to the protection against fire hazards and to the level of perceived comfort are dealt with.

The building envelope acts as interface between the indoor and the outdoor environment, thus playing a role of key significance in maintaining indoor comfort conditions and in reducing their energy requirements. Recently, after being considered merely as a box, the role of the envelope has been revised to become a system that enables the regulation of the indoor climate taking advantage of natural resources for heating, cooling, ventilation and lighting. The envelope energy performance influences the relationship between indoor and outdoor climate, thus affecting the agreement between the ambient people is exposed to and the ideal ambient people would like to live in. It also plays a role on the possible recourse to physical phenomena that can be potentially used for users' comfort or for having an energy efficient building. The energy related to ensuring thermal comfort within non industrial buildings is recognized of representing as much as 60-70% of total energy use. It caused a rising interest for taking advantage of natural, or "passive", resources for winter heating and for summer cooling. The term passive refers to heating or cooling techniques that do not depend on energy-consuming mechanical components. This thesis deals with the evaluation of natural ventilation potential. Natural ventilation is defined as being the process of supplying and removing air through an indoor space by natural means. Its most attractive feature is the ability to combine a reduction in air conditioning related costs to the capability, when climate and operating conditions are favorable, of ensuring ventilation rates consistent with acceptable indoor air quality and temperature control. Passive cooling building design attempts to integrate the principles of natural ventilation into the building exterior envelope. The thermal performance of ventilated roofs and of ventilated facades is debated. The uncertainty about practicing a control on airflows and the unreliability related to the stochastic nature of its driving forces are recognized as being serious challenges to the development of natural ventilation technique. Hybrid technology represents the attempt of combining the benefits of both ventilation strategies in a unique system. An application of the hybrid concepts to a real building is presented. Mechanical ventilation is exploited for heat recovery in winter and for meeting ventilation objectives when natural forces are poor. Natural ventilation is applied for indoor air quality and temperature control. In particular, a system of self

regulating vents adjusting ventilation rates on the level of indoor relative humidity is analyzed. The effects of different ventilation strategies on the overall thermal performance are addressed. The analyzed ventilation strategies include heat recovery ventilation, natural ventilation and ventilation by means of earth-air heat exchangers (ground tubes). The following aspects are taken into account as parameters for the comparison: outdoor climatic conditions, building envelope characteristics and building internal heat gains.

Fire is one of the most dangerous disasters. The effects of fires in buildings are object of fire precautions required by national regulations and codes of practice. Comprehensive prescriptive regulations may result in not being suitable for large and complex buildings. Fire Safety Engineering is defined as the application of engineering principles based on the knowledge of human behavior and on the scientific understanding of the phenomena of fire and its effects, to save life, protect property and preserve the environment and the heritage. The application of computerized tools for predicting the spread of smoke and heat from fires is presented. These techniques are increasingly used as general tools for fire safety engineering, as a consequence of the advent of performance-based codes. Network models and CFD predictions are compared. In the adopting computational fluid dynamics, a number of important model parameters, such as the resolution of the numerical grid and the characterization of the heat release rate, are assessed.

Changing passenger demographics, the advent of ultra-long-haul services and specific cabin air issues such as reduced levels of relative humidity and worries about SARS spread, have all combined to increase concerns about the impact of aircraft cabin environment on the health and well-being of passengers in commercial planes. The key objective of the ICE (*“Ideal Cabin Environment”*) project is to provide better knowledge on the effects of cabin environmental parameters, including for the first time cabin pressure, on the health and comfort of passengers in commercial aircrafts. ICE takes advantage of the results made available by an experimental campaign on adult volunteers using unique large-scale aircraft cabin environment facilities - the Flight Test Facility (FTF) at IBP Fraunhofer in Hozkirchen, Germany, and the Aircraft Cabin Environment (ACE) at BRE in Garston, UK and by in-flight monitoring. ICE results are expected to contribute to prEN 2222: *Aircraft integrated air quality and pressure standards, criteria and determination methods*. This draft will contain the first scientifically health based standard for cabin parameters appropriate to the spectrum of the flying public.

2. Analisi prestazionale delle coperture ventilate

2.1 Introduzione

La moderna progettazione deve affrontare il problema di coniugare benessere termico all'interno degli spazi occupati e requisiti energetici del condizionamento degli ambienti. Se può ritenersi valida l'assunzione che le prestazioni energetiche di un edificio dipendano dalla corretta scelta di ciascun suo componente, il manto di copertura che si realizza con il tetto richiede particolare attenzione dato che esso rappresenta gran parte della superficie dell'edificio, trovandosi inoltre esposto alle sollecitazioni termiche e meteorologiche in modo predominante rispetto a tutte le altre superfici perimetrali. In regioni climatiche come quella italiana, caratterizzate da elevati valori di irraggiamento solare, la temperatura superficiale del tetto può, in funzione dell'orientamento, dell'angolo di falda e della stagione dell'anno, arrivare a superare i 75°- 80° C. Il desiderio e la necessità di sfruttare tutti i volumi disponibili hanno portato all'utilizzo dello spazio sotto falda come luogo abitativo. Soprattutto in concomitanza con livelli di isolamento carenti, il surriscaldamento della superficie del tetto può causare condizioni non accettabili nei vani sottostanti. Negli ultimi anni si è assistito ad un maggior interesse rivolto all'involucro dell'edificio come sede dei processi di scambio di energia e massa tra interno ed esterno. Tale interesse è sfociato nel diffondersi di tecnologie costruttive a doppio strato, come facciate a doppia pelle e tetti ventilati, che prevedono la creazione di una sorta di manto d'aria attorno alle strutture dell'edificio. La letteratura tecnica riporta vari esempi di un miglioramento delle prestazioni termiche del tetto a seguito dell'instaurarsi sotto falda di una portata d'aria. Il presente lavoro intende ricercare l'effettiva convenienza delle coperture ventilate, ricercandone le prestazioni in funzione di diverse altezze dell'intercapedine attraverso la quale avviene il moto dell'aria e di diverse condizioni climatiche esterne. Le prestazioni raggiunte saranno quindi confrontate a quelle proprie di una struttura non ventilata.

2.2 Microventilazione e ventilazione. Definizioni

La ventilazione sottomanto indica sistema di rivestimento esterno degli edifici che prevede la realizzazione di un'intercapedine mantenuta in comunicazione con l'ambiente esterno tale da permettere un flusso omogeneo d'aria. La ventilazione che si crea in tale condotto è dovuto al gradiente di densità determinato dal riscaldamento o dal raffreddamento dell'aria in essa contenuta, secondo il fenomeno noto come "effetto camino". La portata d'aria fluente è tanto maggiore quanto maggiore siano la differenza di temperatura a disposizione e l'altezza del tetto dalla gronda al colmo.

La distinzione tra microventilazione e ventilazione risiede nella differenza tra un accorgimento obbligatorio per il mantenimento delle caratteristiche operative dello strato di copertura ed una scelta opzionale di progetto. La circolazione di un lama d'aria sottotegola è infatti una pratica esecutiva indispensabile al corretto funzionamento del manto di copertura realizzato con elementi quali tegole e coppi. La circolazione d'aria consente lo smaltimento del vapore d'acqua prima che se ne verifichi la condensa in corrispondenza dell'estradosso freddo della copertura con conseguente ricaduta di gocce di rugiada sul solaio di falda e macchiatura dello stesso. Limita il rischio di distacchi e rotture derivanti dalla ghiacciatura di pioggia o neve entrati a contatto con coppi e tegole. Rende inoltre possibile lo smaltimento sotto forma di vapore dell'acqua

meteorica eventualmente infiltrata ed intercettata dallo strato impermeabile consentendo il mantenimento del tempo delle caratteristiche termiche dello stesso. Per questi motivi la microventilazione è fatta necessaria per tutti gli schemi previsti dalle norme UNI in materia di coperture indipendentemente dal fatto che il tetto sia o meno ulteriormente ventilato. Se quindi la microventilazione è indispensabile per il corretto funzionamento della copertura, la ventilazione del tetto è un accorgimento progettuale facoltativo attuato in relazione al benessere termo-igrometrico che si desidera ottenere nel sottotetto, utilizzando la portata d'aria fluente per smaltire una parte della radiazione solare incidente sul rivestimento esterno (Figura 2.1). La distinzione tra le due tecniche risiede nella quantità di aria circolante. Per la microventilazione, cui competono portate minori, è sufficiente la posa di tegole o coppi su listelli di tre-quattro centimetri di altezza o su pannelli presagomati.

La ventilazione del tetto invece richiede spessori maggiori. La configurazione costruttiva del tetto ventilato si ottiene generalmente con la posa di listelli in perpendicolare alla linea di gronda al di sopra del solaio di falda. Sopra a questa listellatura viene collocato un tavolato continuo che fungerà a sua volta da supporto per il posizionamento ed il sostegno dello strato di copertura. L'intercapedine d'aria che in questo modo si realizza, deve essere aperta a livello di gronda e di colmo.

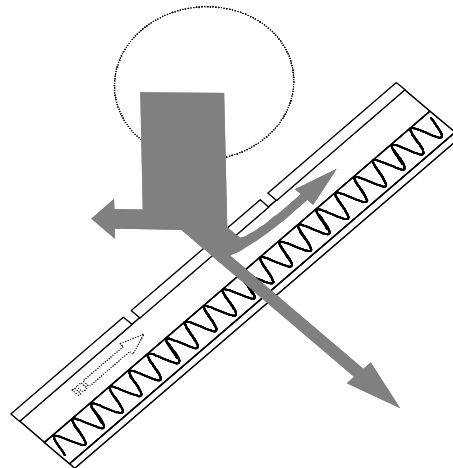


Figura 2.1. Rappresentazione schematica del funzionamento estivo di un tetto ventilato.

2.3 Modello di calcolo

La copertura oggetto di indagine ha avuto un'estensione di 8 m² ed un'inclinazione di 30°. La struttura è stata composta come rappresentato in Figura 2.2.

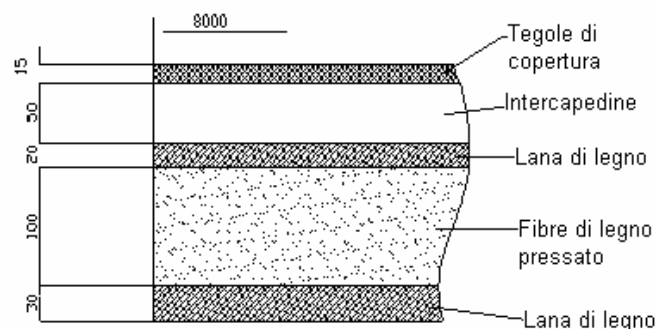


Figura 2.2. Descrizione del modello impiegato nelle simulazioni.

Le prestazioni di tale struttura sono state quindi esaminate facendo variare l'apertura dell'intercapedine tra 3 cm, 5 cm e 10 cm. A parità di dimensioni del canale d'aria, il risultato ottenuto dalla struttura ventilata è stato confrontato a quello raggiunto dal medesimo modello con aperture di aerazione chiuse. Il paragone è stato impostato in termini di flusso passante all'ambiente sottotetto.

Le prove sono state eseguite per differenti valori della temperatura dell'aria esterna e della radiazione solare disponibile. Le temperature scelte sono cadute tra i 28 °C ed i 35 °C mentre l'irraggiamento è stato fatto variare tra i 400 W m⁻² ed i 900 W m⁻². Temperatura dell'aria e radiazione solare sono state inserite nel modello di calcolo attraverso il calcolo della corrispondente temperatura sole-aria.

Lo studio delle prestazioni del pacchetto di copertura ad intercapedine chiusa è stato condotto confrontando i risultati ottenuti con un codice di calcolo agli elementi finiti a quelli risultanti dalla simulazione fluidodinamica.

Il primo approccio di calcolo prevede la soluzione della trasmissione termica bidimensionale in regime stazionario. Il gradiente delle temperature (F) è legato dalla densità di flusso termico (G) dalla relazione che segue:

$$F = \lambda \cdot G \quad (2.1)$$

dove λ (W m⁻¹ K⁻¹) rappresenta la conducibilità termica del materiale. La distribuzione delle temperature è a sua volta funzione del gradiente delle stesse secondo l'espressione:

$$G = -\nabla \cdot T \quad (2.2)$$

Applicando la relazione di Gauss che stabilisce che sussiste l'eguaglianza tra il flusso termico (q) uscente dalle superfici che contornano un generico volume di controllo e la generazione di calore interna al volume stesso, si ottiene:

$$\nabla \cdot F = q \quad (2.3)$$

Sostituendo all'interno della relazione sopra riportata l'espressione (3), si può scrivere:

$$-\nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T) = q \quad (2.4)$$

Il secondo approccio numerico risolve invece le tre leggi di conservazione fondamentali della fluido-dinamica: della massa, della quantità di moto e dell'energia. Tali relazioni sono riconducibili all'espressione generale:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\bar{u}) = \text{div}(\Gamma\text{grad}\phi) + S_\phi \quad (2.5)$$

che stabilisce che, dato un volume di controllo, la somma tra l'incremento della generica proprietà ϕ ed il flusso netto di ϕ attraverso le superfici di contorno è eguale all'incremento di ϕ per diffusione o per generazione interna.

Si avrà quindi:

- 1) Equazione di continuità: $\phi = 1, \Gamma = 0$;
- 2) Equazione della quantità di moto: $\phi = u, (\phi = v, \phi = w)$ avendo indicato con u, v e w le tre componenti del vettore velocità, $\Gamma = \mu$;
- 3) Equazione dell'energia: $\phi = i, \Gamma = \lambda$.

Lo scopo del confronto tra i due differenti approcci numerici ha voluto riguardare la diversa trattazione computazionale dell'intercapedine. Attraverso il confronto reciproco dei risultati si è voluto inoltre procedere alla mutua validazione dei modelli di calcolo.

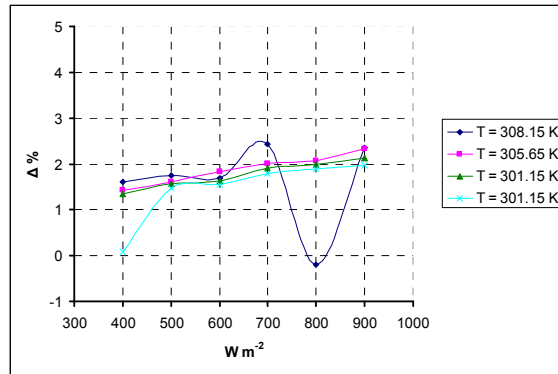


Figura 2.3. Confronto tra i risultati risultanti dal modello fluido-dinamico e modello agli elementi finiti relativi al modello con intercapedine chiusa e di spessore 3 cm.

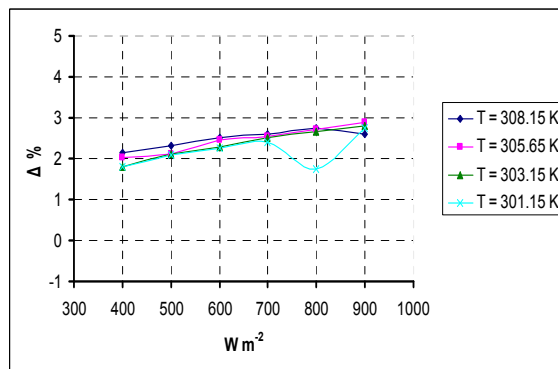


Figura 2.4. Confronto tra i risultati risultanti dal modello fluido-dinamico e modello agli elementi finiti relativi al modello con intercapedine chiusa e di spessore 5 cm.

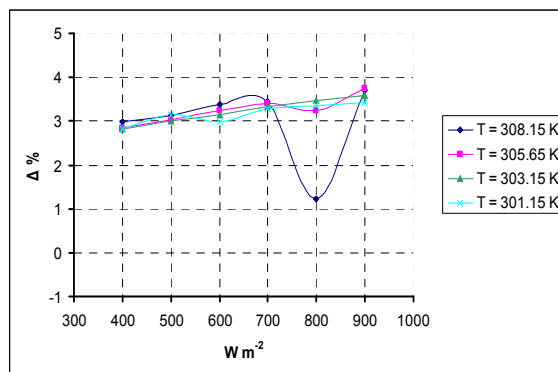


Figura 2.5. Confronto tra i risultati risultanti dal modello fluido-dinamico e modello agli elementi finiti relativi al modello con intercapedine chiusa e di spessore 10 cm.

Da notare come l'errore commesso dal modello agli elementi finiti, pur se lieve, riferito alle dimensioni dell'intercapedine trattate, sia massimo in corrispondenza del massimo valore dell'irraggiamento solare considerato (900 W m^{-2}).

L'analisi delle prestazioni della struttura ventilata ha richiesto invece il calcolo delle portate d'aria fluenti nell'intercapedine per convezione naturale. La soluzione di tale problema ha fatto ricorso esclusivo alla fluidodinamica computazionale, cioè all'applicazione del computer alla soluzione delle leggi di conservazione, rispettivamente della massa, della quantità di moto e dell'energia, alla base del moto dei fluidi. La procedura di analisi richiede che vengano dapprima identificate la porzione di spazio e la geometria da assegnare al problema in esame. Il volume così definito costituisce il cosiddetto dominio di calcolo. Tale dominio viene quindi discretizzato, cioè suddiviso in sotto elementi quali volumi o celle. Una volta che siano definite le

condizioni a contorno desiderate, le equazioni vengono risolte iterativamente finché non sia raggiunto il livello di accuratezza richiesto.

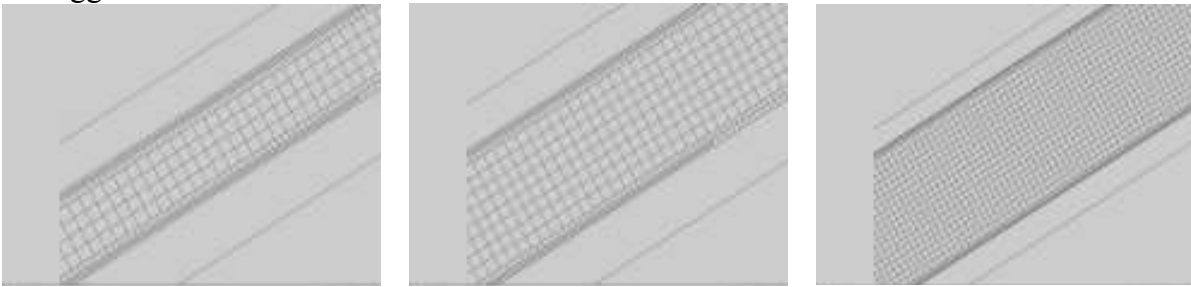


Figura 2.6. Particolare della griglia di calcolo utilizzata nelle simulazioni fluidodinamiche per le tre diverse altezze dell'intercapedine di ventilazione.

2.4 Risultati

L'impostazione del confronto tra le due tipologie di strutture, ventilata e non, ha avuto inizio con la simulazione del tetto non ventilato. Allo scopo, sono stati confrontati i risultati previsti da modello CFD e modello sviluppato agli elementi finiti. Il confronto tra i due approcci numerici ha portato alle medesime conclusioni. Ciò ha permesso di poter impiegare i risultati ottenuti per la caratterizzazione della copertura non ventilata. Si è quindi proceduto al confronto tra le strutture ventilata e non ventilata a parità di condizioni a contorno imposte ed a parità di dimensioni del canale d'aria. I risultati ottenuti vengono presentati nei grafici seguenti in forma adimensionalizzata dove il termine in ordinata esprime la quantità:

$$S = 100 \cdot \frac{(Q_0 - Q)}{Q_0} \quad (2.6)$$

essendo Q_0 e Q i flussi entranti nell'ambiente ($W m^{-2}$) sottotetto rispettivamente con camera di ventilazione chiusa ed aperta.

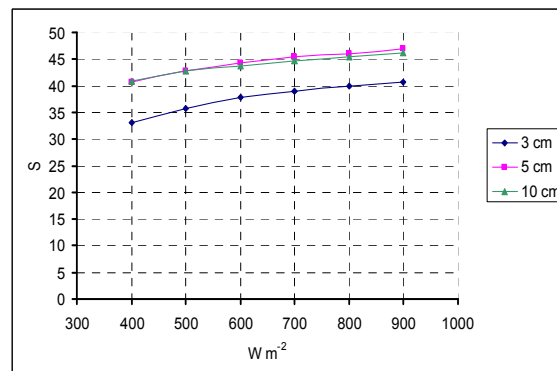


Figura 2.7. Risultati del confronto tra copertura ventilata e non in termini di flusso termico entrante evitato data una temperatura esterna di $28^{\circ}C$.

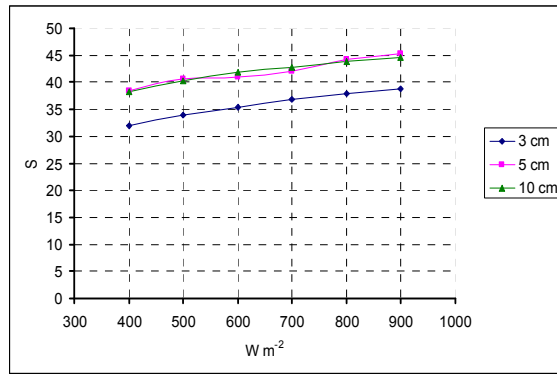


Figura 2.8. Risultati del confronto tra copertura ventilata e non in termini di flusso termico entrante evitato data una temperatura esterna di 30°C.

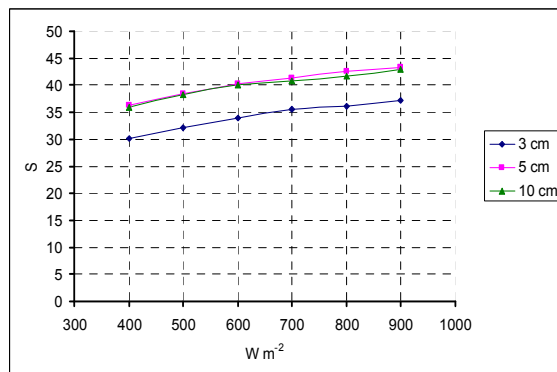


Figura 2.9. Risultati del confronto tra copertura ventilata e non in termini di flusso termico entrante evitato data una temperatura esterna di 32.5°C.

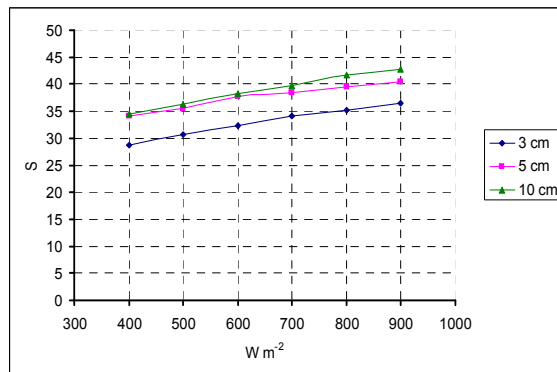


Figura 2.10. Risultati del confronto tra copertura ventilata e non in termini di flusso termico entrante evitato data una temperatura esterna di 35°C.

Da notare come l'entità del calore dissipato dipenda dal flusso termico incidente e come all'aumentare della temperatura dell'aria esterna diminuisca l'efficacia di rimozione dello stesso. Tale fenomeno trova giustificazione in come al diminuire della differenza di temperatura "utile", cioè quella esistente tra la temperatura esterna e quella del volume d'aria contenuto nell'intercapedine, diventi via via meno efficace l'effetto camino citato in precedenza, riducendosi così le portate d'aria fluenti e la conseguente dissipazione di calore. I risultati relativi al confronto tra la struttura ventilata e la copertura con intercapedine chiusa sono riassunti nelle Tabelle 2.1, 2.2 e 2.3.

Tabella 2.1. Flussi attraversanti la copertura ventilata (Q) e la struttura con intercapedine chiusa (Q_0) per uno spessore del canale d'aria di 3 cm.

	T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q		T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q
301.15 K	337.15	8.45	14.26	5.82	303.15 K	339.15	9.19	15.04	5.85
	333.15	7.66	12.75	5.09		335.15	8.41	13.52	5.11
	329.15	6.86	11.24	4.38		331.15	7.60	11.78	4.42
	325.15	6.05	9.72	3.67		327.15	6.77	10.31	3.71
	321.15	5.27	8.21	2.94		323.15	5.93	8.83	3.04
	317.15	4.43	6.63	2.20		319.15	5.08	7.36	2.39
	T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q		T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q
305.65 K	341.65	10.06	16.00	5.94	308.15 K	344.15	10.79	16.96	6.17
	337.65	9.25	14.46	5.21		340.15	10.00	15.42	5.43
	333.65	8.36	12.95	4.59		336.15	9.18	13.95	4.77
	329.65	7.56	11.43	3.87		332.15	8.38	12.38	4.00
	325.65	6.72	9.91	3.19		328.15	7.53	10.86	3.34
	321.65	5.86	8.40	2.54		324.15	6.66	9.34	2.69

Tabella 2.2. Flussi attraversanti la copertura ventilata (Q) e la struttura con intercapedine chiusa (Q_0) per uno spessore del canale d'aria di 5 cm.

	T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q		T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q
301.15 K	337.15	7.55	14.25	6.70	303.15 K	339.15	8.22	15.01	6.79
	333.15	6.81	12.62	5.81		335.15	7.52	13.49	5.97
	329.15	6.11	11.21	5.10		331.15	6.94	11.97	5.03
	325.15	5.41	9.7	4.29		327.15	6.18	10.45	4.28
	321.15	4.69	8.19	3.50		323.15	5.32	8.94	3.62
	317.15	3.96	6.68	2.72		319.15	4.58	7.43	2.85
	T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q		T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q
305.65 K	341.65	9.06	15.97	6.91	308.15 K	344.15	10.04	16.85	6.81
	337.65	8.28	14.44	6.16		340.15	9.30	15.37	6.07
	333.65	7.57	12.92	5.35		336.15	8.53	13.86	5.33
	329.65	6.81	11.4	4.59		332.15	7.74	12.35	4.61
	325.65	6.08	9.88	3.80		328.15	6.98	10.83	3.85
	321.65	5.34	8.38	3.04		324.15	6.14	9.32	3.18

Tabella 2.3. Flussi attraversanti la copertura ventilata (Q) e la struttura con intercapedine chiusa (Q_0) per uno spessore del canale d'aria di 10 cm.

	T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q		T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q
301.15 K	337.15	7.70	14.3	6.61	303.15 K	339.15	8.36	15.07	6.71
	333.15	6.97	12.78	5.81		335.15	7.59	13.54	5.95
	329.15	6.24	11.26	5.03		331.15	6.87	12.02	5.15
	325.15	5.48	9.74	4.26		327.15	6.10	10.5	4.40
	321.15	4.72	8.25	3.53		323.15	5.36	8.98	3.62
	317.15	3.98	6.72	2.74		319.15	4.62	7.47	2.85
	T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q		T sol-air [K]	Q[W m ⁻²]	Q ₀ [W m ⁻²]	Q ₀ -Q
305.65 K	341.65	9.15	16.03	6.88	308.15 K	344.15	9.71	16.99	7.28
	337.65	8.42	14.46	6.04		340.15	9.01	15.45	6.44
	333.65	7.67	12.97	5.30		336.15	8.39	13.92	5.53
	329.65	6.87	11.45	4.58		332.15	7.66	12.4	4.74
	325.65	6.13	9.93	3.80		328.15	6.92	10.87	3.95
	321.65	5.39	8.41	3.02		324.15	6.13	9.36	3.23

Si è quindi deciso di confrontare la struttura ventilata utilizzata nelle simulazioni ad una priva di intercapedine d'aria ma con strato di isolamento ispessito, per vedere se fosse stato possibile ottenere i medesimi i risultati in termini di risparmio di flusso termico passante all'ambiente sottotetto grazie ad un maggiore isolamento del tetto. Data la struttura di partenza, lo spessore dello strato di isolante a base di fibre di legno pressate è stato portato da 100 a 160 mm.

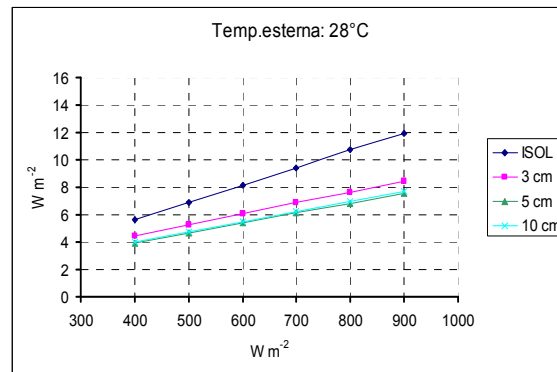


Figura 2.11. Confronto tra la copertura ventilata con diversi spessori dell'intercapedine e la struttura non ventilata per temperatura esterna dell'aria di 28°C.

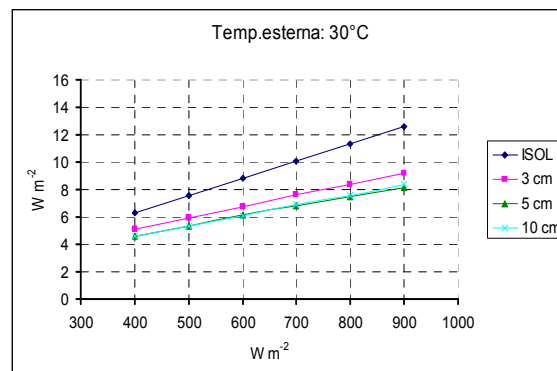


Figura 2.12. Confronto tra la copertura ventilata con diversi spessori dell'intercapedine e la struttura non ventilata per temperatura esterna dell'aria di 30°C.

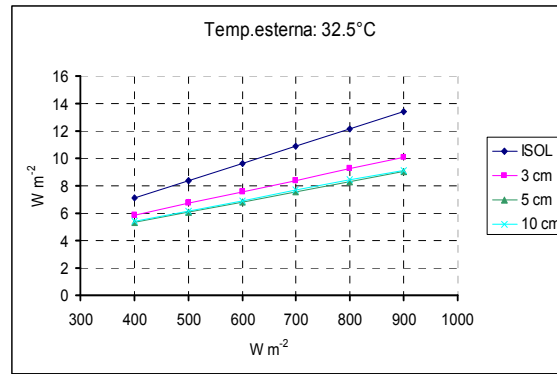


Figura 2.13. Confronto tra la copertura ventilata con diversi spessori dell'intercapedine e la struttura non ventilata per temperatura esterna dell'aria di 32.5°C.

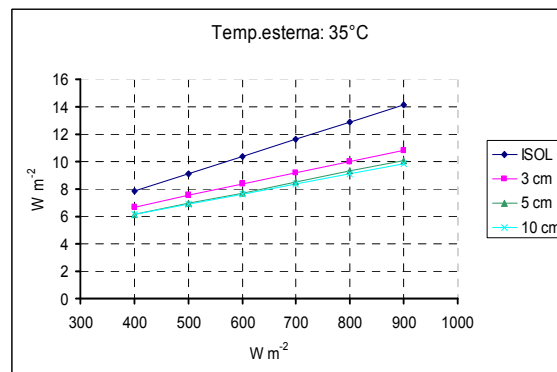


Figura 2.14. Confronto tra la copertura ventilata con diversi spessori dell'intercapedine e la struttura non ventilata per temperatura esterna dell'aria di 35°C.

E' stato inoltre oggetto di indagine lo scambio termico all'interno dell'intercapedine ventilata. Obiettivo era quello di raccogliere elementi validi per la validazione del modello fluidodinamico. A tale scopo si è fatto ricorso all'analisi adimensionale per esprimere il numero di Nusselt in funzione del numero di Rayleigh.

Il coefficiente di scambio medio convettivo \bar{h} è stato calcolato in base alla relazione:

$$\bar{h} = \frac{Q}{A(T_{pareti} - T_{aria})} \quad (2.7)$$

dove T_{pareti} e T_{aria} indicano rispettivamente la temperatura media delle pareti affacciate sul canale ventilato e dell'aria che vi fluisce. Il calore scambiato dall'aria può invece essere ricavato in base all'espressione:

$$Q = \dot{m}c_p (T_{uscita} - T_{ingresso}) \quad (2.8)$$

dove \dot{m} , T_{uscita} e $T_{ingresso}$ indicano rispettivamente la portata d'aria fluente nell'intercapedine, la temperatura esterna e quella di uscita dal canale di ventilazione.

La relazione proposta in (Khedari, 2007; Azevedo, 1985) è riportata qui nel seguito:

$$Nu = 1.227 \left[\left(\frac{s}{L} \right) Ra_s \sin 30 \right]^{0.2916} \quad (2.9)$$

dove s ed L indicano rispettivamente lo spessore e la lunghezza dell'intercapedine e del canale ventilato. Le Figure 2.15-16-17 riportano i dati relativi al confronto tra i coefficienti convettivi calcolati con i risultati delle simulazioni CFD e quelli ottenuti impiegando la relazione esposta.

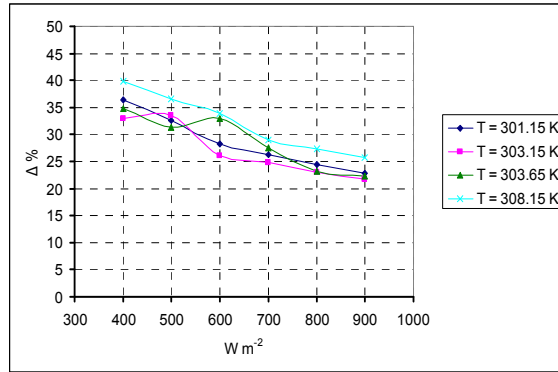


Figura 2.15. Confronto percentuale tra i coefficienti di scambio termico convettivo calcolati con i dati delle simulazioni CFD e quelli ottenuti impiegando la formula 2.9 con riferimento ad uno spessore dell'intercapedine di 3 cm.

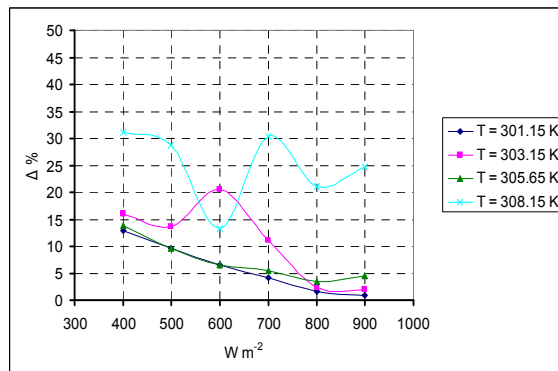


Figura 2.16. Confronto percentuale tra i coefficienti di scambio termico convettivo calcolati con i dati delle simulazioni CFD e quelli ottenuti impiegando la formula 2.9 con riferimento ad uno spessore dell'intercapedine di 5 cm.

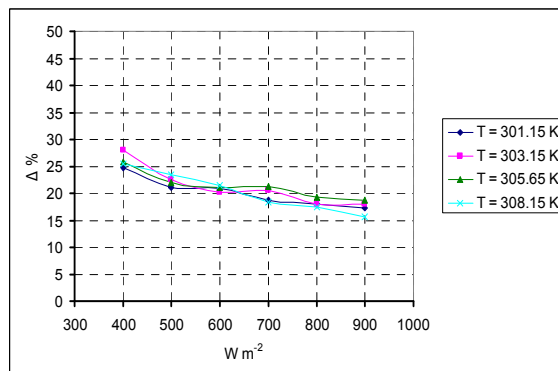


Figura 2.17. Confronto percentuale tra i coefficienti di scambio termico convettivo calcolati con i dati delle simulazioni CFD e quelli ottenuti impiegando la formula 2.9 con riferimento ad uno spessore dell'intercapedine di 10 cm.

I risultati delle simulazioni sono stati oggetto di analisi statistica allo scopo di cercare una correlazione migliore di quella riportata. Data l'analogia dei risultati ottenuti, i dati relativi ad un'intercapedine di 5 cm e 10 cm sono stati accorpati.

$$Nu = 0.566 \left[\left(\frac{s}{L} \right) Ra_s \sin 30 \right]^{0.394} \quad (R^2 = 0.994) \quad (2.11)$$

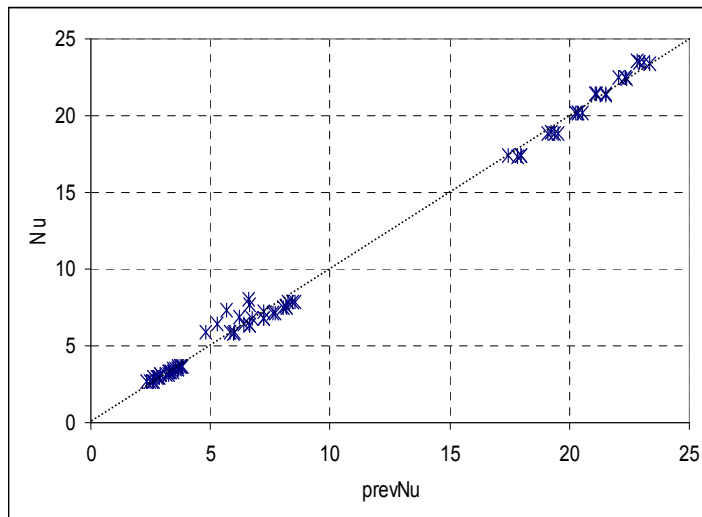


Figura 2.18. Rappresentazione grafica della relazione 2.11 per caratterizzare lo scambio termico all'interno dell'intercapedine per uno spessore della stessa di 3 cm.

2.5 Conclusioni

L'analisi svolta ha riguardato l'analisi delle prestazioni energetiche di una copertura ventilata. I risultati mostrano un vantaggio, in termini di flusso termico entrante evitato, che, per spazature del condotto di ventilazione di 5 cm e 10 cm, è quantificabile fino a quasi al 50% in meno con riferimento alla medesima non struttura non ventilata. Spazature inferiori (3 cm) sono risultate invece in prestazioni inferiori. Il vantaggio del ricorso ad una copertura ventilata è stata quindi confrontato a quello conseguibile con aumento dell'isolamento del tetto. Il confronto è risultato favorevole alla ventilazione del tetto. I risultati in base ai quali si è articolata l'analisi sono stati ricavati da due modelli di calcolo impostati secondo due diversi approcci numerici. I risultati ottenuti sono stati valicati reciprocamente e con riferimento ai dati resi disponibili dalla letteratura specializzata.

Bibliografia

- Azevedo LFA, Sparrow EM (1985). Natural convection in open ended inclined channels. *Journal of Heat Transfer*, 107: 893–901.
- Ciampi M., Leccese, F., Tuono, G., 2005. Energy analysis of ventilated and microventilated roofs. *Solar Energy* 79, 183-192.
- CEN, EN 6946 2007. Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation method. Brussels: European Committee for Standardization.
- Dimoudi, A., Androutopoulos, A., Lykoudis, S., 2006. Summer performance of a ventilated roof component. *Energy and Buildings* 38, 610-617.
- D'Orazio M., 2002. La ventilazione delle coperture in laterizio. *Coperture in laterizio* 77, 58 – 63.
- Fluent Inc., 2006. *Fluent user's guide*, Version 6.3. Lebanon, USA.
- Hinze, J. O., 1959. *Turbulence*, Mc Graw-Hill Book Company, New York .
- James, D. L., Webb, S. W.,. Turbulent natural convection heat transfer in a square enclosure: turbulence model comparisons, In: *Proceedings of 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference*.

- Khedari, J., Yimsamerirjit, P., Hirunlabh, J. 2001. Experimental investigation of free convection in roof solar collector. *Building and Environment* 37, 455-459.
- Torricelli M.C., 2000. Caldo d'inverno e fresco d'estate. *Coperture in laterizio* 77, 56 – 67
- UNI 9460, “Coperture discontinue. Codice di pratica per la progettazione e l'esecuzione di coperture discontinue con tegole di laterizio e cemento”, 1989.
- UNI 8627, “Sistemi di copertura. Definizione e classificazione degli schemi funzionali, soluzioni conformi e soluzioni tecnologiche”, 1984.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 1995. *An introduction to computational fluid dynamics*, Longman Scientific & Technical, London.

3. Il vantaggio energetico conseguibile con strutture a doppia pelle

3.1 Introduzione

L'adeguamento del quadro normativo nazionale alle direttive europee riguardanti il risparmio energetico e la salvaguardia ambientale, ha riproposto come temi fondamentali la ricerca e lo sviluppo di nuove tecnologie per il contenimento dei consumi, per il ricorso a fonti di energia rinnovabile ed, in generale, per il miglioramento dell'efficienza energetica degli edifici. Tale adeguamento si è tradotto nell'introduzione di una serie di norme a carattere prescrittivo.

Il risultato è stato il diffondersi della consapevolezza della necessità di un approccio basato sulla valutazione del comportamento energetico globale dell'edificio, criterio nel quale devono confluire l'analisi delle prestazioni dei singoli componenti del sistema impiantistico e dell'involucro costruttivo, oltre ovviamente all'esigenza del soddisfacimento delle condizioni di benessere degli ambienti confinati.

In particolare, va sottolineato il ruolo dell'involucro. Da una parte vi hanno sede i complessi meccanismi di trasferimento dell'energia in uscita ed in ingresso dall'edificio. Dall'altra, tale elemento architettonico viene sempre più diffusamente interpretato come strumento che rende possibile il ricorso a tecnologie più naturali per l'illuminazione, la climatizzazione e la ventilazione degli ambienti.

Le prestazioni dell'involucro edilizio quindi, oltre ad influenzare la mediazione tra esterno ed ambiente abitato e la percezione quindi della corrispondenza più o meno completa tra le caratteristiche dello spazio occupato e l'ideale di ambiente confortevole, diventano fondamentali per determinare l'applicabilità di fenomeni fisici potenzialmente utilizzabili a favore del benessere degli occupanti e delle prestazioni energetiche dell'intero edificio.

Recentemente sono state sviluppate nuove tecnologie per i sistemi di chiusura dell'involucro edilizio aventi come obiettivo il miglioramento delle prestazioni energetiche globali dell'edificio e del comfort termico delle persone presenti. Lo stimolo a tale sviluppo è stato quello di garantire il miglior compromesso tra condizioni di benessere interno ed il consumo energetico richiesto dal raggiungimento di tali esigenze.

La trasparenza dell'involucro è un elemento di interesse per l'architettura moderna. L'aumento dell'estensione delle superfici trasparenti è risultato in problemi legati all'aumento dei consumi energetici legati al riscaldamento ed al raffrescamento dei locali. Lo sforzo di accoppiare al meglio le esigenze di climatizzazione dei locali serviti con le condizioni ambientali esterne disponibili, ricorrendo ove possibile, allo sfruttamento di risorse naturali come il sole od il vento per il soddisfacimento delle esigenze legate al mantenimento del benessere ambientale interno, ha portato alla nascita ed alla diffusione dei sistemi a doppio involucro.

Tale tipo di sistema rende infatti possibile l'impiego della ventilazione naturale, diurna o notturna, per la rimozione del calore accumulato nell'intercapedine e nelle strutture dell'edificio. Consente il ricorso all'illuminamento naturale dei locali. E' inoltre possibile l'utilizzo della radiazione solare per il contenimento del fabbisogno energetico legato al riscaldamento dell'ambiente occupato.

La varietà delle tipologie tecnologiche è estremamente ampia, come testimoniano i vari nomi conosciuti dai progettisti per identificarle: facciate a doppia lamina, facciate a doppia pelle, facciate doppie, doppio involucro, facciate vetrate a doppio strato, sistemi ambientali con seconda pelle e facciate ventilate. In generale, il termine "doppio involucro" indica un sistema di chiusura costituito da due facciate, trasparenti od

opache, separate da un'intercapedine di grandezza variabile caratterizzata dalla presenza di flussi d'aria attivati naturalmente o meccanicamente. Gli elementi costitutivi del sistema facciata sono così riassumibili:

- Superficie vetrata interna
- Veneziana
- Vetrata esterna
- Intercapedine

La superficie vetrata interna può essere definita come la struttura principale del sistema doppia pelle, in quanto rappresenta l'effettiva divisione tra ambiente esterno e ambiente interno. Questa superficie deve garantire il massimo dell'isolamento termico: per questo motivo normalmente è costituita da vetri doppi o tripli, per i quali in genere si ricorre anche a trattamenti superficiali basso-emissivi. La veneziana posta nell'intercapedine, generalmente ad un terzo dalla vetrata esterna, garantisce la schermatura dell'ambiente interno dagli apporti solari. La superficie vetrata esterna ha lo scopo di protezione contro gli agenti atmosferici e la rumorosità esterni. L'intercapedine, di dimensione variabile tra 200 mm fino a 1500 mm, costituisce un condotto in cui viene convogliato il flusso d'aria ed in cui viene eventualmente alloggiato un sistema di schermatura solare.

Le facciate a doppia pelle possono essere divise in due grandi categorie in base al tipo di ventilazione dell'intercapedine. Tali flussi d'aria vengono sfruttati in modo da regolare il comportamento termico dell'involucro al variare delle condizioni climatiche esterne, esercitando nel contempo un ruolo non trascurabile sulla qualità ambientale degli ambienti interni. Si avranno quindi: a) Facciate a ventilazione forzata; b) Facciate a ventilazione naturale. Nel primo caso la modalità di funzionamento è relativamente semplice: l'intercapedine, collegata ai condotti dell'impianto di ventilazione meccanica, preleva l'aria viziata dall'ambiente interno tramite delle bocchette posizionate alla base. In questo modo l'aria alla temperatura ambiente attraversa la doppia pelle dal basso in alto andando a ridurre drasticamente la differenza di temperatura tra superficie vetrata e ambiente interno. L'intercapedine deve essere ventilata sia nella stagione estiva, per evitare il surriscaldamento della stessa, che nella stagione invernale, per evitare la formazione di condensa. Questo tipo di facciate presenta una serie di problemi di cui non si può non tenere conto in fase progettuale. Primo fra tutti l'accettazione da parte degli utenti di un ambiente di lavoro privo di aperture verso l'esterno.

Nel secondo caso invece la ventilazione dell'intercapedine avviene naturalmente grazie al moto ascensionale dell'aria determinato da effetti termici e dall'eventuale contributo dovuto al vento. Aperture di ingresso e uscita, poste rispettivamente alla base e nella parte superiore della doppia pelle, costituiscono le vie di comunicazione del doppio involucro verso l'ambiente esterno.



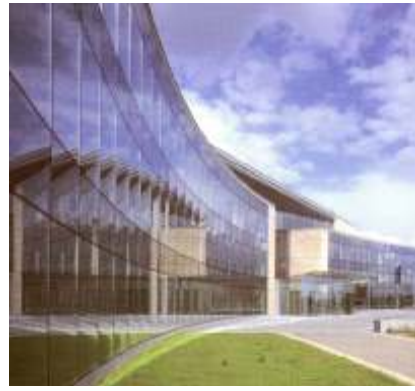
Commerzbank, Francoforte sul Meno, Germania



Briarcliff House, Farnborough, UK



Aula Magna, Louvain-la-Neuve, Belgium



UCB, Bruxelles, Belgio

La progettazione di una facciata a doppia pelle richiede l'elaborazione di complessi modelli termo-fluidodinamici che vanno costruiti in funzione di molteplici variabili quali latitudine e collocazione climatica della costruzione, livelli di irraggiamento solare, contesto urbano, caratteristiche geometriche ed architettoniche dell'edificio base e livelli prestazionali richiesti alla facciata.

3.2 Modello di calcolo

La convezione indica il meccanismo di trasmissione del calore dati due sistemi a temperature diverse, di cui uno fluido (liquido, gas, sistema bifase liquido + vapore), posti a contatto reciproco. Condizione necessaria alla realizzazione della convezione termica è che il fluido sia in moto relativo rispetto alla superficie del corpo solido. Il flusso termico scambiato (q) è espresso dalla relazione che segue:

$$q = \alpha_c (\theta_s - \theta_f) \quad (3.1)$$

in cui α_c indica il coefficiente di scambio termico convettivo ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-2}$), θ_s indica la temperatura della superficie solida lambita dalla corrente fluida ($^{\circ}\text{C}$) e θ_f indica la temperatura del fluido ($^{\circ}\text{C}$).

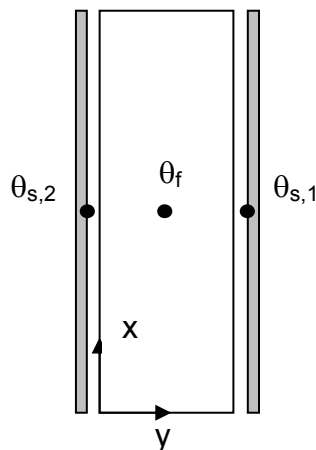


Figura 3.1. Caratterizzazione dello scambio termico all'interno dell'intercapedine.

Per moti esterni o non confinati, la temperatura di riferimento del fluido sarà quella della corrente non disturbata (T_{∞}). Se invece la corrente è confinata dalla superficie con cui scambia calore, la temperatura del fluido sarà data da una media eseguita su una sezione ortogonale al moto, secondo l'espressione:

$$T_m = \frac{l}{UA} \int_A uT dA \quad (3.2)$$

dove U indica la velocità media (m s^{-1}), A rappresenta l'area della sezione (m^2), u e T sono rispettivamente la velocità (m s^{-1}) e la temperatura (K) locali del fluido.

Lo strato fluido a diretto contatto della parete solida riceve da essa, supponendo questa a temperatura maggiore del fluido, energia termica, cedendola quindi agli strati attigui più esterni. La condizione di non scorrimento implica che il fluido immediatamente a ridosso della parete abbia velocità nulla. La trasmissione del calore avviene quindi in base al meccanismo della conduzione. Se si suppone che la normale della superficie sia orientata verso il fluido si ha:

$$q_c = \alpha_c (\theta_s - \theta_f) = -\lambda \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right) \quad (3.3)$$

dove λ indica la conducibilità del fluido ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$) e $\left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right)$ è una funzione delle caratteristiche del campo di moto. Combinando le varie espressioni, è possibile esprimere il coefficiente di scambio termico convettivo ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$) come segue:

$$\alpha_c = \frac{\lambda}{\theta_s - \theta_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right) \quad (3.4)$$

Il problema principale nei problemi che riguardino fenomeni di convezione consiste nella determinazione dei coefficienti di scambio termico.

La strategia di indagine del problema dello scambio termico per convezione si basa sull'utilizzo di tecniche chiamate di analisi adimensionale. Questa indica uno strumento di analisi fondato su operazioni che coinvolgono grandezze rappresentative del problema che vengono manipolate in modo da essere rese adimensionali (ossia dei numeri puri).

In tal modo, un'equazione scritta con numeri puri diventa invariante rispetto alle dimensioni fisiche del problema. Quindi un'equazione matematica scritta con grandezze adimensionali avrà sempre la medesima soluzione, indipendentemente da quale sia il problema fisico considerato. Il teorema di Buckingham permette di ricavare il numero di gruppi adimensionali indipendenti necessari ad esprimere le relazioni che descrivono un qualsiasi fenomeno fisico. Tale numero è dato dal numero di variabili fisiche del problema diminuito del numero di relazioni che le legano.

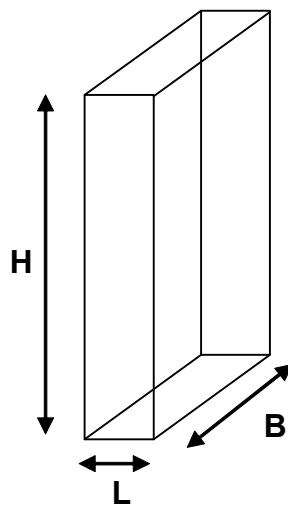


Figura 3.2. Dimensioni caratteristiche per un'intercapedine.

Nei problemi di trasmissione del calore, i raggruppamenti adimensionali scelti tradizionalmente sono quelli che seguono:

$$\text{Numero di Reynolds: } Re = \frac{v \cdot L}{\nu} \quad (3.5)$$

dove v è la velocità media (m s^{-1}) della corrente fluida, L è una lunghezza caratteristica (m) e ν è la viscosità cinematica ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$).

$$\text{Numero di Grashof: } Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (3.6)$$

dove g è l'accelerazione di gravità (m s^{-2}), β è il coefficiente di dilatazione termica (K^{-1}) e ΔT (K) indica la differenza di temperatura tra superficie solida e corrente fluida.

$$\text{Numero di Prandtl: } Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.7)$$

dove α è la diffusività termica del fluido in esame ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$).

Il prodotto tra i numeri di Grashof e di Prandtl è indicato come numero di Rayleigh (Ra). Si ha cioè:

$$Ra = Pr Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\alpha \nu} \quad (3.8)$$

Nel caso risulti una dipendenza spaziale del coefficiente di convezione, si fa ricorso ad un ulteriore gruppo dimensionale, dato dalla formula $\frac{\bar{x}}{L}$, dove \bar{x} indica la coordinata in termini vettoriali (per problemi monodimensionali rappresenta cioè la coordinata del punto).

Un coefficiente di convezione adimensionale è definito dal rapporto che segue:

$$\frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (3.9)$$

dove α è il coefficiente di convezione ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$), L è la lunghezza caratteristica (m) e λ è la conducibilità del fluido ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$). Tale rapporto si chiama numero di Nusselt (Nu). In base al teorema di Buckingham, Nu sarà funzione dei numeri puri precedentemente esposti, cioè:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_{\text{fluido}}} = f\left(Re, Gr, Pr, \frac{\bar{x}}{L}\right) \quad (3.10)$$

dove f rappresenta un legame funzionale. Esiste cioè un'unica relazione algebrica che lega i quattro gruppi al valore di output risultante.

Si parla di convezione naturale o libera quando il moto del fluido è determinato da differenze di densità indotte da gradienti di temperatura. Si parla invece di convezione forzata quando il moto del fluido è dovuto all'azione di un agente esterno. Nel caso i due fenomeni si intrecciassero, ha luogo la cosiddetta convezione mista.

Per i problemi di convezione termica è possibile operare la distinzione che segue:

$$\text{Convezione forzata} \quad Nu = f(Re, Pr)$$

$$\text{Convezione naturale} \quad Nu = f(Ra)$$

$$\text{Convezione mista} \quad Nu = f(Re, Ra)$$

Nel caso dello studio del sistema facciata a doppia pelle possono risultare utili le espressioni che seguono. Ci si soffermerà in modo particolare sulle formule applicabili

nel caso di ventilazione naturale, essendo queste quelle impiegate nel corso del presente lavoro.

Per l'identificazione della modalità con cui ha luogo lo scambio termico convettivo è possibile fare riferimento alle condizioni che seguono:

Convezione forzata	$Gr_H \ll Re_H^2$
Convezione naturale	$Gr_H \gg Re_H^2$
Convezione mista	$Gr_H \approx Re_H^2$

Nel caso di convezione naturale, va quindi valutata l'influenza dell'intercapedine sul campo di moto globale. Si distingueranno le modalità di flusso "narrow channel" e "wide channel" rispettivamente. Nel primo caso, gli stati limite a ridosso delle pareti che contornano la cavità interferiscono sulla corrente fluida. Il moto risultante avrà caratteristiche proprie del moto laminare. Nel secondo caso invece l'estensione degli strati limite è notevolmente inferiore rispetto alla profondità L dell'intercapedine. E' possibile identificare tale modalità di flusso se risultano verificate le relazioni che seguono:

$$\frac{L}{H} > Ra_H^{-0.25} \quad \text{oppure} \quad \frac{L}{H} > Ra_L^{-1} \quad (3.11)$$

dove i pedici H ed L fanno riferimento al particolare della facciata (altezza o profondità dell'intercapedine) preso come dimensione caratteristica del moto per il calcolo del numero di Rayleigh.

Nel caso risultino verificate le condizioni in base alle quali il moto abbia luogo secondo la modalità "narrow channel" i coefficienti di convezione possono essere ricavati in base alle espressioni che seguono:

- Per superfici a temperatura costante: (3.12)

$$Nu_H = 0.68 + 0.515 Ra_H^{0.25} \quad \text{regime laminare } (Gr_H < 10^9)$$

$$Nu_H = (0.825 + 0.325 \cdot Ra_H^{1/6})^2 \quad \text{regime di transizione } (10^{-1} < Ra_H < 10^{12})$$

- Per superfici con flusso di calore costante: (3.13)

$$Nu_H = (0.825 + 0.328 \cdot Ra_H^{1/6})^2 \quad (10^{-1} < Ra_H < 10^{12})$$

I numeri di Nusselt che compaiono nelle formule riportate fanno riferimento alla differenza tra la temperatura media delle superfici solide e la temperatura della corrente fluida indisturbata ($\Delta T_{s-\infty}$). Nel modello numerico, il coefficiente di scambio termico convettivo è stato ottenuto in base alla differenza tra le temperatura delle superfici della cavità e la temperatura media dell'aria presente nell'intercapedine (ΔT_{s-f}). La differenza tra i due termini è ricavabile dalle espressioni che seguono:

$$\Delta T_{s-\infty} = \frac{1}{H} \int_H (T_{s,x} - T_\infty) dx \quad (\text{K}) \quad (3.14)$$

$$\Delta T_{s-f} = \frac{1}{H} \int_H (T_{s,x} - T_{f,x}) dx \quad (\text{K}) \quad (3.15)$$

Il numero di Nusselt per il calcolo dei coefficienti di scambio termico convettivo delle superfici rivolte verso l'intercapedine ($Nu_{H,s-f}$) è stato quindi ricalcolato in base al valore ottenuto dalle relazioni riportate in precedenza (Nu_H) nel modo che segue:

$$Nu_{H,s-f} = Nu_H \frac{\Delta T_{s-\infty}}{\Delta T_{s-f}} \quad (3.16)$$

3.3 Caso di studio

I risultati sperimentali impiegati per la validazione dei risultati numerici sono stati desunti da (Mei, 2007).

Il caso di studio condotto ha riguardato l'analisi di un modulo di facciata a piano singolo. La pelle esterna della facciata è costituita da un'unica anta, di dimensioni 144 cm × 206 cm, in cui è collocata una lastra di vetro avente spessore di 12 mm. La porzione trasparente di tale anta è di complessivi 128 cm × 191 cm. Alla base e nella parte sommitale della facciata sono collocate delle prese d'aria, aventi 24 cm d'altezza e larghezza di 145 cm. Ciascuna presa d'aria è dotata di tre aperture attraverso le quali può avvenire il flusso dell'aria. Ognuna di queste ha altezza di 4.5 cm. Si è inoltre tenuto conto della rete che comunemente viene collocata alle estremità del canale di ventilazione per impedire il transito a piccoli animali. La rete in questione ha maglie di 2.5 cm². La profondità del canale di ventilazione è di 55 cm.



Figura 3.3. Immagine che riporta l'apparato sperimentale. Le simulazioni numeriche hanno riguardato il caso per il quale l'intercapedine era sprovvista di veneziana. A destra, la disposizione delle lampade con le quali è stato simulato l'irraggiamento solare incidente sulla facciata.

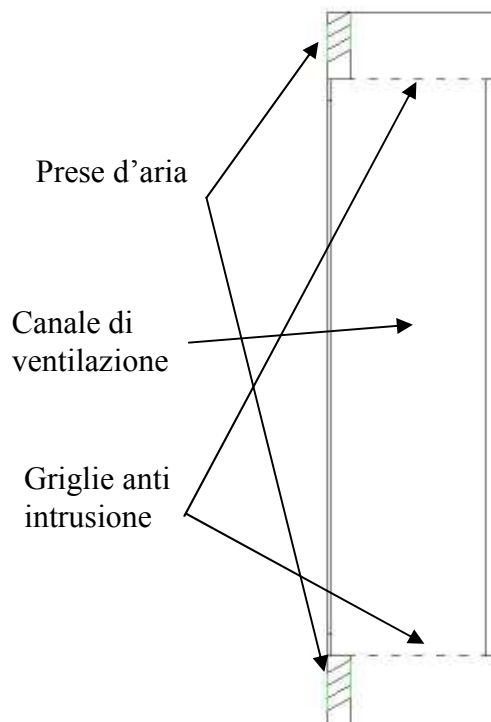


Figura 3.4. Rappresentazione del modello fluido-dinamico adottato per le simulazioni svolte.

Le prove condotte hanno riguardato quattro valori nominali di irraggiamento solare (tra parentesi è riportato il valore effettivamente misurato): 200 W m^{-2} (187 W m^{-2}), 400 W m^{-2} (360 W m^{-2}), 600 W m^{-2} (540 W m^{-2}) ed 800 W m^{-2} (715 W m^{-2}). Tale irraggiamento è stato riprodotto con quindici lampade Sol 1200 (Illuminazione; D65; Massa d'aria: 1.5). La temperatura dell'ambiente esterno è stata fissata a 20°C .

Le condizioni a contorno adottate per le simulazioni condotte sono state iterativamente regolate in modo da ottenere una soddisfacente collimazione tra risultati numerici e prove sperimentali.

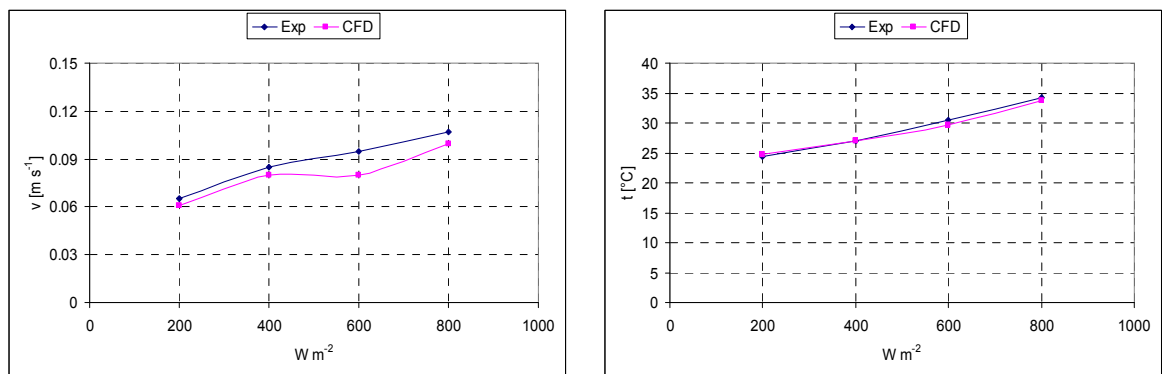


Figura 3.5. Confronto tra velocità e temperature risultanti dal modello numerico e dati sperimentali, dati i quattro valori di irraggiamento considerati.

3.4 Trattazione numerica

Il regime turbolento è caratterizzato da profili di velocità fluttuanti. Queste fluttuazioni mescolano le quantità trasportate come la quantità di moto, l'energia e l'eventuale concentrazione di specie, facendo sì che i valori di queste fluttuino attorno ad un valore medio. Siccome tali fluttuazioni sono di piccola scala ma di alta frequenza, sarebbe

troppo dispendioso dal punto di vista della capacità di calcolo la loro simulazione diretta. E' conveniente piuttosto manipolare le equazioni per eliminare la parte fluttuante ad alta frequenza, rendendole così più facilmente gestibili per il calcolatore. Per rendere le equazioni di Navier-Stokes gestibili dal punto di vista numerico, è comunemente utilizzata l'operazione di media secondo Reynolds. Le variabili di interesse vengono divise in una componente mediata rispetto al tempo (componente media) e in una fluttuante.

Le equazioni di Navier-Stokes così trasformate (RANS – “*Reynolds-averaged Navier-Stokes*”) rappresentano quindi le equazioni di trasporto per le quantità medie del flusso. La forma assunta da tali equazioni è quella che segue:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial i} + \frac{\partial}{\partial j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial j} + \frac{\partial u_j}{\partial i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial j} (-\rho \overline{u_i u_j}) \quad (3.17)$$

dove δ_{ij} è il simbolo di Kronecker e u_i e u_j sono le componenti della velocità nelle direzioni x_i e x_j . Il termine addizionale che compare per ultimo a destra del simbolo di uguaglianza rappresenta l'effetto della turbolenza sul moto ed è chiamato tensore di Reynolds. L'ipotesi di Boussinesq lega tale tensore al gradiente delle velocità medie secondo l'espressione:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.18)$$

Il termine μ_t è chiamato viscosità turbolenta. Questa quantità, per moto turbolento ed incomprimibile, viene calcolato in base alla energia cinetica della turbolenza (k) ed al suo tasso di dissipazione (ε), secondo la relazione:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.19)$$

dove C_μ è una costante. Per chiudere il sistema di equazioni che si è venuto a creare in seguito all'operazione di media e per calcolare quindi la distribuzione di velocità e pressioni, è necessario risolvere altre due equazioni del trasporto per i due termini k ed ε .

La trattazione delle regioni vicino alle pareti solide ha un significativo impatto sulla fedeltà delle simulazioni numeriche, visto che tali regioni sono le sorgenti principali di vorticità e turbolenza. Il tipo di formula richiesto per descrivere il moto nel primo nodo fluido a ridosso di una parete dipende dal valore del numero di Reynolds locale per il fluido. Questa quantità viene in genere espressa in forma adimensionalizzata:

$$y^+ \equiv \rho u_\tau y / \mu \quad (3.20)$$

La regione del sottostrato laminare è caratterizzata da $y^+ < 8$. La trasformazione dello strato limite ha luogo nella regione con $8 < y^+ < 40$ che confina con la parte più interna della regione turbolenta, rappresentata da $40 < y^+ < 130$. C'è poi la regione più esterna con $y^+ > 130$. La trattazione della regione a ridosso delle pareti solide può avvenire impiegando le cosiddette funzioni di parete. Tale approccio non richiede una griglia di calcolo così fitta da risolvere il sottostrato viscoso fino alla parete, consentendo così il risparmio di notevoli risorse dal punto di vista computazionale. La regione turbolenta esterna e la zona dove risultano predominati gli sforzi viscosi vengono legate in base a relazioni di tipo empirico. Questo metodo però fallisce nelle sue previsioni allorquando gli effetti degli sforzi viscosi sulla corrente generale non risultino trascurabili. Nell'analisi svolta è stato impiegato il cosiddetto trattamento di parete avanzato (“*enhanced wall treatment*”). Il dominio di calcolo è stato suddiviso in due regioni: una per la quale risulta predominante l'effetto della turbolenza, l'altra per la quale invece risulta prioritaria l'effetto della viscosità, in base al valore assunto dalla grandezza:

$$Re_y = \frac{\rho \cdot y \sqrt{k}}{\mu} \quad (3.21)$$

Il discriminante tra le due regioni è contraddistinto da un valore di Re_y pari a 200. Se $Re_y < 200$ e per valori di y^+ piccoli ($y^+ < 5$), il trattamento di parete avanzato consente una modellazione più accurata del sottostrato viscoso, dato che il contributo dovuto alla viscosità viene calcolato piuttosto che essere approssimato in base a delle relazioni di tipo empirico. La limitazione richiesta da tale approccio numerico in merito al valore massimo consentito per y^+ (5) ha richiesto un processo iterativo di infittimento della mesh vicino alle superfici per ogni simulazione effettuata.

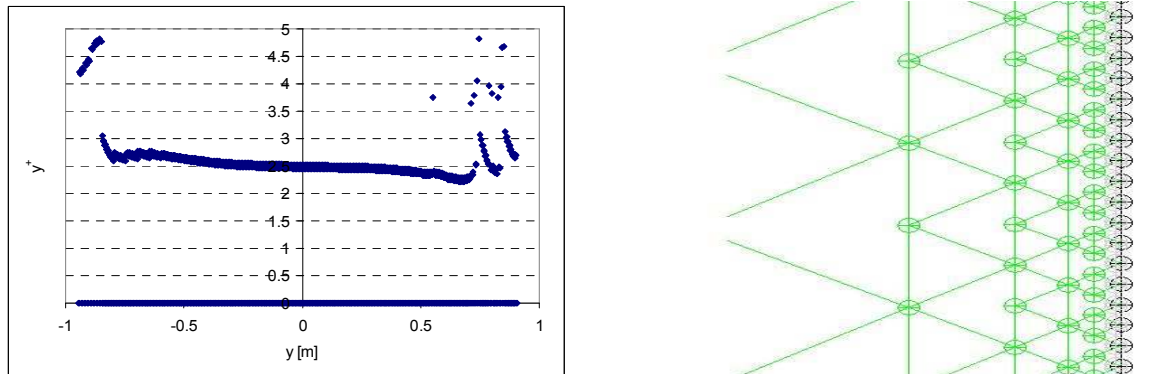
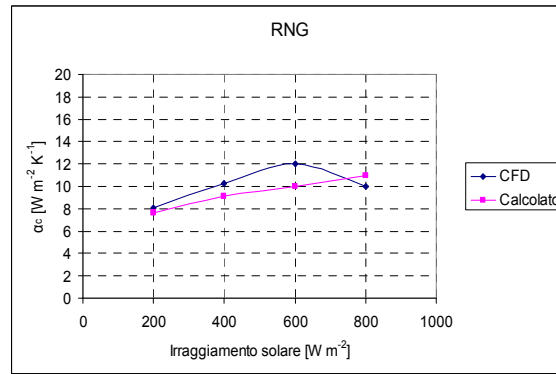
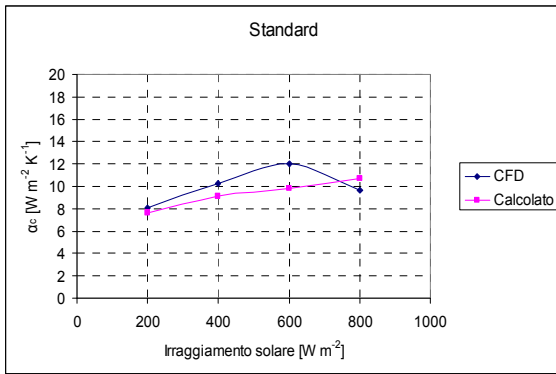


Figura 3.6. Distribuzione dei valori di y^+ in corrispondenza della pelle interna del modello fluido-dinamico e particolare della griglia di calcolo impiegata.

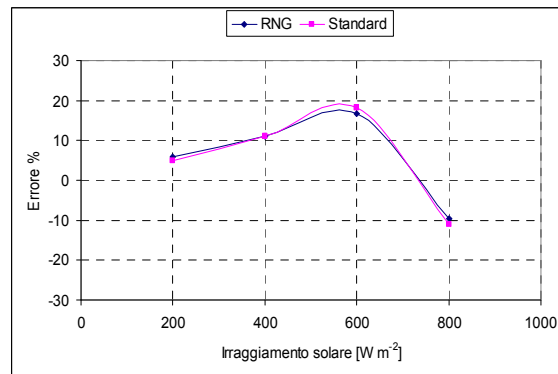
3.5 Analisi dei coefficienti di scambio termico convettivo e della portata fluente nell'intercapedine

L'esame ha riguardato l'analisi dei coefficienti di scambio termico convettivo in corrispondenza della pelle interna ed esterna della facciata considerata. L'analisi ha seguito i passi descritti precedentemente dalle relazioni (3.11) e (3.12): si è cioè verificato che lo scambio termico avvenisse in regime di convezione naturale, si è testata l'influenza delle caratteristiche geometriche dell'intercapedine sul campo di moto (ipotesi di moto secondo la modalità "narrow channel") e quindi si è passato al calcolo dei coefficienti di convezione (α_c) ricorrendo all'analisi adimensionale.



a)

b)



c)

Figura 3.7. Risultati relativi al confronto tra i coefficienti di scambio termico convettivo (c) in corrispondenza della pelle esterna della struttura considerata, dati i quattro valori di irraggiamento presi in esame. I risultati si riferiscono ai due modelli di turbolenza impiegati nell'analisi: a) $k-\varepsilon$ standard; b) $k-\varepsilon$ RNG. I valori calcolati fanno riferimento all'impiego delle relazioni 3.11 e 3.12.

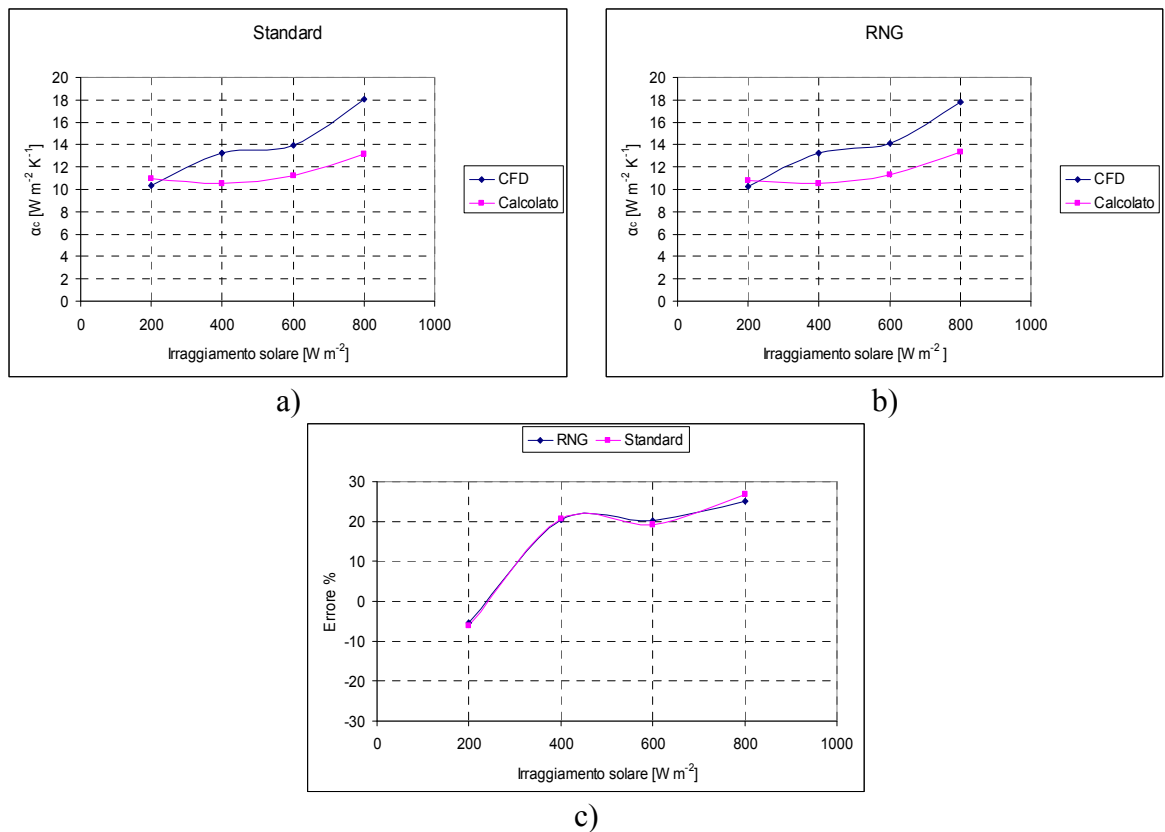


Figura 3.8. Risultati relativi al confronto tra i coefficienti di scambio termico convettivo (h_c) in corrispondenza della pelle interna della struttura considerata, dati i quattro valori di irraggiamento presi in esame. I risultati si riferiscono ai due modelli di turbolenza impiegati nell'analisi: a) $k-\varepsilon$ standard; b) $k-\varepsilon$ RNG. I valori calcolati fanno riferimento all'impiego delle relazioni 3.11 e 3.12.

L'analisi della portata fluente naturalmente nell'intercapedine è stata volta alla ricerca di una relazione in grado di esprimere la portata volumetrica (Q) in funzione dell'incremento di temperatura (ΔT) tra esterno e volume d'aria contenuto nella facciata a doppia pelle. Tale relazione deve assumere la forma:

$$Q = C \cdot \Delta T^n \quad (3.22)$$

L'espressione trovata, la rispettiva formulazione matematica ed indice di correlazione con i dati risultanti dalle simulazioni CFD, è riportata nella Figura 3.9. Data la similarità dei risultati ottenuti adottando i due diversi modelli di turbolenza cui si è accennato in precedenza, i dati esposti fanno riferimento all'impiego del modello $k-\varepsilon$.

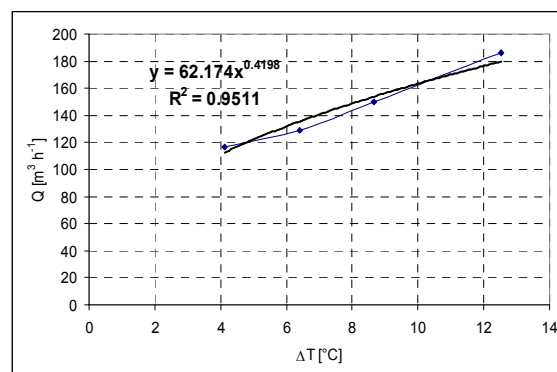


Figura 3.9. Espressione trovata e rispettivo indice di correlazione con i risultati delle simulazioni CFD che lega la portata volumetrica Q e l'incremento di temperatura ΔT tra l'aria esterna e quella fluente all'interno dell'intercapedine.

3.6 Modello energetico

Allo scopo di valutare la convenienza energetica delle strutture a doppia pelle, i dati ricavati dalle simulazioni fluido-dinamiche svolte sono stati impiegati in un modello di simulazione energetica. L'ambiente di riferimento cui è stato riferito il confronto ha pianta di 120 m^2 ed un volume complessivo di 360 m^3 . Tale confronto è stato impostato facendo variare l'esposizione di una parete esterna, che si è ritenuta essere completamente vetrata, secondo le direzioni Ovest e Sud. L'estensione di tale superficie è di 45 m^2 . Si è assunta l'ipotesi di adiabaticità per le rimanenti superfici. Il funzionamento dell'impianto di climatizzazione è stato fatto variare secondo una modalità compatibile con l'uso ufficio dell'ambiente considerato. Le temperature di set-point sono state fissate in 20°C e 26°C rispettivamente per riscaldamento e per raffrescamento. La ventilazione è stata fissata in 0.5 h^{-1} . I carichi interni, sempre tenendo conto dell'uso ufficio ipotizzato, sono stati fissati in 8 W m^{-2} . La superficie vetrata ha avuto come caratteristiche: trasmittanza (U) $2.7 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, fattore solare (g): 0.78.

La struttura a doppia pelle ha avuto assegnate le medesime caratteristiche riguardanti il funzionamento dell'impianto. All'edificio è stata aggiunta l'intercapedine aventi le caratteristiche descritte in precedenza. Per il vetro interno le proprietà considerate sono state medesime del caso di riferimento. Il vetro esterno ha invece caratteristiche: trasmittanza (U) $5.6 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, fattore solare (g): 0.87. Per la ventilazione dell'intercapedine è stata impiegata la relazione risultante dall'analisi dei risultati delle simulazioni fluido-dinamiche. Si è deciso di limitare l'applicabilità di tale formula ai casi per i quali la temperatura all'interno dell'intercapedine risultasse superiore a quella esterna.

Il confronto è stato riferito alle seguenti cinque località: Venezia, Roma, Palermo, Atene e Tunisi. I risultati sono riassunti in Figura 3.10.

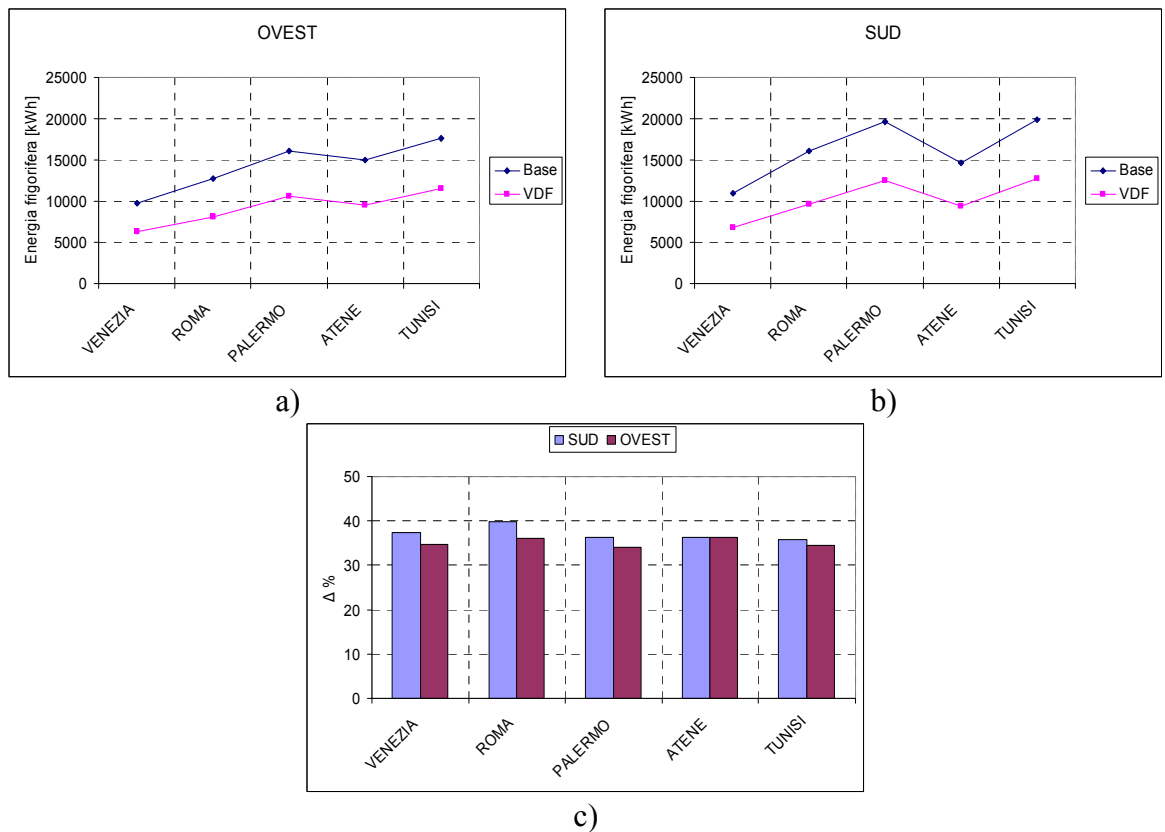


Figura 3.10. Fabbisogni energetici legati al raffrescamento estivo (a,b), date le cinque località considerate nell'analisi e date le due diverse esposizioni della facciata vetrata. Il confronto percentuale (c) è riferito ad un edificio di riferimento avente la medesima area trasparente.

3.7 Conclusioni

L'analisi svolta ha riguardato la valutazione della convenienza energetica delle strutture a doppia pelle. L'indagine è partita dalla caratterizzazione dei processi di scambio termico all'interno dell'intercapedine, in termini di determinazione dei coefficienti di scambio convettivo. È stata quindi trovata una relazione che permettesse di legare la differenza di temperatura tra cavità ventilata e condizioni esterne alla portata d'aria fluente all'interno della struttura. Tale fase della ricerca è stata condotta attraverso un modello di simulazione fluidodinamica, i cui risultati sono stati dimostrati indipendenti dalla trattazione adottata per la turbolenza ed essere coerenti con quanto desunto da specifiche prove sperimentali. Particolare attenzione è stata dedicata alla trattazione delle regioni fluide a ridosso delle pareti. Le relazioni trovate sono state quindi implementate in un modello di simulazione energetica, che, dato il particolare edificio di riferimento adottato, ha dimostrato la convenienza energetica del tipo di struttura analizzato.

Bibliografia

- Fluent Inc., 2006. Fluent user's guide, Version 6.3. Lebanon, USA
 Henkes R. A., van der Flugt F. F., Hoogendoorn C. J., 1991. Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulence Models. International Journal of Heat and Mass Transfer, 34, pp. 1543-1557.
 Hinze, J. O., 1959. Turbulence, Mc Graw-Hill Book Company, New York.

- Launder B. E., Spalding, D. B., 1972. Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London.
- James D. L., Webb S. W. Turbulent natural convection heat transfer in a square enclosure: turbulence model comparisons, In: Proceedings of 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference.
- Oesterle E., Lieb R. D., Lutz M., Heusler W., 2001. Double-skin façades: Integrated planning, Prestel, Munich.
- Mei L., Loveday D.L., Infield D.G., Hanby V., Cook M., Li Y., Homes M., Bates J., 2007. The influence of blinds on temperatures and air flows within ventilated double-skin façades. Proceeding of Clima 2007 – Wellbeing Indoors.
- Saelens D., 2002. Energy performance assessment of single storey multiple-skin facades, Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, Belgium.
- Saelens D., Roels S., Hens H., 2004. The inlet temperature as a boundary condition for multiple-skin façade modeling. Energy and Buildings, 36 (8), pp. 825-835.
- Safer N., Woloszyn M., Jacques J., 2005. Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin façade equipped with a venetian blind. Solar Energy, 79 (2), pp. 193-203.
- WIS 3.0.1 Software, TNO – Building and Construction Research, Delft, The Netherlands, 2006.
- Wolfstein M., 1969. The Velocity and Temperature Distribution of One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient. International Journal of Heat and Mass Transfer, 12, pp. 301-318.
- Versteeg H. K., Malalasekera W., 1995. An introduction to computational fluid dynamics, Longman Scientific & Technical, London.
- Xu L., Ojima T., 2007. Field experiments on natural energy utilization in a residential house with a double skin façade system. Building and Environment, 42 (5), pp. 2014-2033.
- Ye, P., Harrison P.J., Oosthuizen P.H., 1999. Convective heat transfer from a window with venetian blind: detailed modeling. ASHRAE Trans. 105 (2), 1031-1037.

4. La ventilazione naturale nella climatizzazione di ambienti confinati: modelli di calcolo ed analisi di risparmio energetico

4.1 Introduzione alla ventilazione naturale

La ventilazione, sia essa meccanica o naturale, è impiegata per:

- Il controllo della qualità dell'aria
- Il raggiungimento del comfort termico.

La ventilazione naturale può essere definita come il conseguimento di questi obiettivi sfruttando il movimento dell'aria attraverso porte, finestre ed altre aperture risultante dall'interazione vento-edificio e della stratificazione della temperatura al suo interno. Il raffrescamento attraverso il fenomeno della ventilazione naturale consiste nella promozione del movimento di considerevoli portate d'aria esterna attraverso l'edificio, finalizzato al miglioramento del comfort termoigrometrico degli utenti. A tale proposito, è opportuno fare subito alcune importanti precisazioni: la ventilazione naturale permette di movimentare elevate quantità d'aria esterna verso l'interno dell'edificio, quindi il suo impiego sarà tanto più valido quanto minore sarà la temperatura dell'aria esterna. Di conseguenza, nel caso di località contraddistinte da temperature esterne massime elevate, la ventilazione naturale potrà essere utilizzata solo nelle ore più fredde, per esempio la notte e nelle prime ore della giornata. Ciò significa che, per la maggioranza delle località italiane, la ventilazione naturale non è in grado di assicurare il comfort termico nelle condizioni di progetto. Tuttavia, un suo adeguato studio può rivelarsi utile per limitare l'accensione dell'impianto di condizionamento alle condizioni climatiche più difficili. Inoltre, il risparmio energetico è funzione, chiaramente, anche dalle "prestazioni termiche" dell'edificio (dipendenti dall'uso cui è destinato, da come è stato progettato, dai materiali impiegati nella costruzione, dal modo in cui viene gestito) oltre che dal clima del luogo in cui è realizzato. La ventilazione naturale non risulta applicabile se le condizioni esterne in termini di umidità, inquinamento o rumorosità, sono tali per cui i risparmi di energia, pur potenzialmente possibili, non sono in realtà realizzabili. In particolare, l'applicabilità della ventilazione naturale richiede che venga compresa l'importanza del microclima urbano sull'efficacia dei meccanismi che ne determinano l'impiego.

Sebbene la ventilazione naturale possa essere in prima istanza considerata un metodo di raffrescamento piuttosto primitivo e di banale applicazione, dalla presente analisi emergerà quale notevole risparmio energetico possa essere ottenuto da un suo intelligente utilizzo. L'applicazione della tecnica della ventilazione naturale non potrà ovviamente prescindere dall'automatizzazione del sistema di aperture. Tale funzione può essere assolta in modo efficace grazie alle potenzialità offerte dai sistemi di controllo automatizzati e dalla domotica.

4.2 I meccanismi alla base della ventilazione naturale e la loro previsione

La ventilazione naturale trae principalmente origine da due diversi gradienti: il gradiente termico e il gradiente anemologico. Si può inoltre definire un terzo fenomeno ventilativo, assai meno efficace dei precedenti, che dà origine a quella che nel seguito sarà chiamata "*single-side ventilation*".

4.2.1 Il gradiente termico

Per gradiente termico si intende la differenza di temperatura dell'aria esistente tra diverse zone dell'edificio comunicanti tra loro attraverso una rete di aperture, quali porte e finestre. Come è infatti ben noto, a una maggiore temperatura corrisponde, a pari umidità e pressione assoluta, una minore densità dell'aria. Di conseguenza, l'aria contenuta nelle zone più calde "pesa" meno di quella contenuta nelle stanze più fredde. Tale differenza di densità, congiuntamente alle diverse quote cui sono posti gli ambienti che compongono l'edificio, determina una differenziazione delle pressioni tra i diversi vani, promuovendo di conseguenza l'instaurarsi di flussi d'aria. Tali correnti d'aria sono spesso evacuate attraverso un'opportuna apertura ricavata nella sommità dell'edificio. In questo modo si origina la cosiddetta "stack ventilation", cioè la ventilazione per effetto camino.

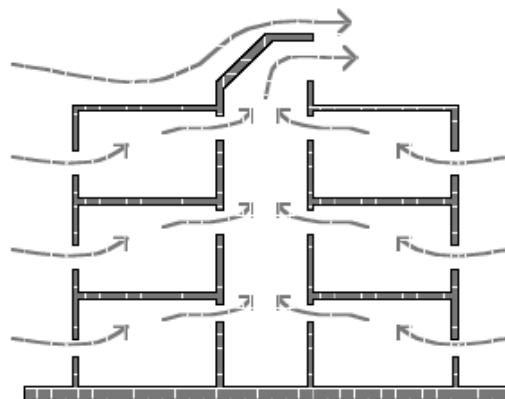


Figura 4.1. Schema di funzionamento della ventilazione per effetto camino

Per passare ad una quantificazione dell'effetto camino, possiamo partire dalla legge dei gas, applicata all'aria: dato che le variazioni di pressione che hanno luogo in questo contesto possono essere stimate nell'ordine di alcune decine di Pa, esse risultano trascurabili rispetto alla pressione atmosferica (101325 Pa). In prima approssimazione, dunque, la legge dei gas può essere riferita alla pressione atmosferica (considerata costante), portando al seguente risultato:

$$p/R = \rho_0 \cdot T_0 = \rho \cdot T \Rightarrow \rho = \frac{\rho_0 \cdot T_0}{T} = \frac{1.293 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 273.15 [\text{K}]}{T [\text{K}]} = \frac{353.2 \text{ kg}}{T \text{ m}^3} \quad (4.1)$$

in cui il pedice "0" fa riferimento alle caratteristiche dell'aria secca in condizioni normali:

$$\rho_0 = 1.293 \text{ kg/m}^3;$$

$$T_0 = 273.15 \text{ K}.$$

Si può ritenere invece trascurabile la variazione di densità dell'aria in funzione dell'umidità assoluta, dato che nelle pratiche applicazioni le differenze di umidità tra i vani sono generalmente esigue.

Proseguendo, all'interno d'una certa stanza, la pressione alla generica quota z_h dipende dal profilo della temperatura e dalla pressione di riferimento, corrispondente alla quota z_r , che può per esempio essere collocata al livello del pavimento, secondo l'equazione:

$$p_{z_h} = p_r - \rho_0 \cdot g \cdot T_0 \int_{z_r}^{z_h} \frac{1}{T(z)} dz \quad (4.2)$$

dove:

p_r è la pressione di riferimento alla quota z_r ;

z_h è la coordinata relativa all'altezza per la quale si calcola la pressione, detta per l'appunto p_{z_h} . Ciò consente di calcolare la variazione verticale della pressione, posto che sia nota la variazione verticale della temperatura. Dunque, nel caso più semplice, cioè nel caso la temperatura possa essere ritenuta costante all'interno della zona, la relazione precedente diviene:

$$p_{z_h} = p_r - \rho_0 \cdot g \cdot \frac{T_0}{T} \cdot h \quad (4.3)$$

dove T è la temperatura assoluta dell'aria contenuta nella stanza, ipotizzata uniforme. Si estenderà ora il ragionamento a due stanze, la stanza 1 e la stanza 2, nelle quali si ipotizza di avere la medesima pressione di riferimento. Avendo quale obiettivo il calcolo dei valori di pressione ai capi dell'apertura che le collega, possiamo dunque scrivere:

$$p_1 = p_{r1} - \rho_0 \cdot g \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot h \quad (4.4)$$

$$p_2 = p_{r2} - \rho_0 \cdot g \cdot \frac{T_0}{T_2} \cdot h \quad (4.5)$$

Di conseguenza, il termine $(p_2 - p_1)$ rappresenta il gradiente di pressione originato dalla sola differenza di livello termico presente tra le due stanze, come esemplificato in Figura 4.2:

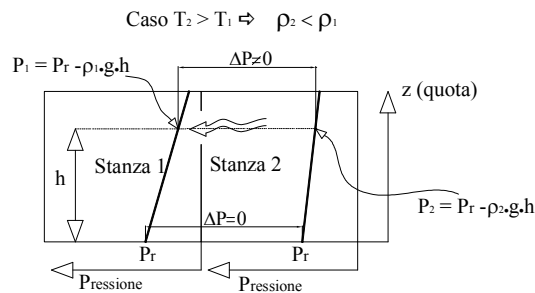


Figura 4.2. Esempio di gradiente di pressione originato dalla sola differenza di livello termico

4.2.2 Il gradiente anemologico

Il gradiente anemologico è causato dall'incidenza del vento sull'edificio. Il vento giunge infatti sulle facciate in diverso modo: le parti dell'edificio direttamente esposte all'aria subiranno la pressione del vento, trovandosi quindi in sovrappressione, mentre gli altri lati saranno caratterizzati da condizioni di depressione dovute alla scia causata dall'edificio stesso. Ciò instaura un notevole passaggio d'aria dalle zone prospicienti il vento alle zone in depressione. E' il fenomeno all'origine della tipologia di ventilazione naturale detta ventilazione trasversale, o, in inglese, "*wind-driven ventilation*" o "*cross ventilation*".

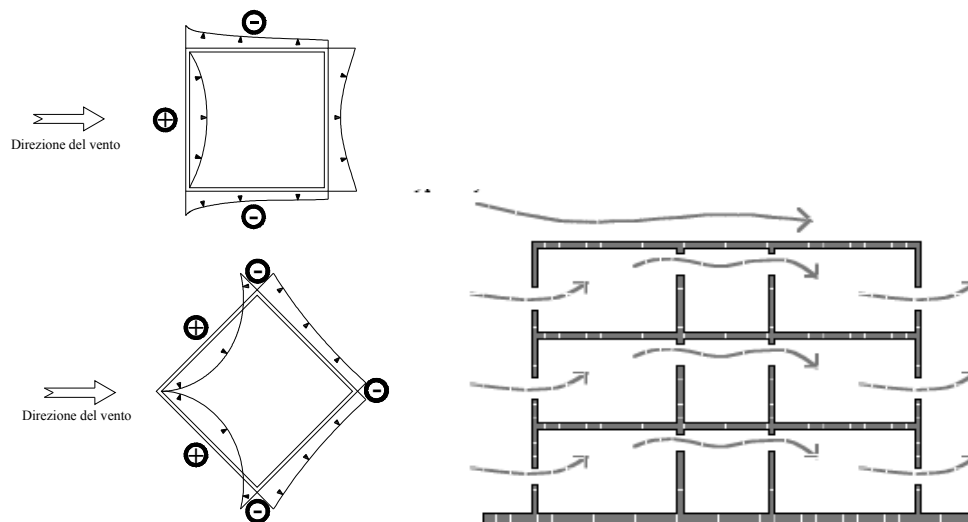


Figura 4.3. Schema di funzionamento della ventilazione trasversale

Presso una generica apertura rivolta all'esterno, il contributo dovuto al vento viene espresso attraverso la relazione:

$$p_w = \frac{C_p \cdot \rho_{ext} \cdot v(z)^2}{2} \quad (4.6)$$

in cui:

$v(z)$ indica la velocità del vento alla quota cui sia posta la generica apertura [m s^{-1}];

ρ_{ext} è la densità dell'aria esterna [kg m^{-3}];

C_p è il coefficiente di pressione, cui spetta il compito di descrivere la distribuzione della pressione sul lato esterno all'edificio, nei pressi dell'apertura in questione.

Ricorre la necessità di utilizzare un profilo della velocità variabile con la quota altimetrica (da cui la dipendenza della velocità v dalla quota z , cioè $v(z)$), in quanto la velocità del vento presenta un andamento non costante, dovuto al fenomeno d'attrito legato alla rugosità del terreno, presso cui la velocità del vento s'annulla.



Figura 4.4. Esempio di profilo anemologico

Il coefficiente di pressione C_p è definito come il rapporto tra la pressione dinamica agente sulla superficie in esame e la pressione dinamica ideale della corrente non perturbata.

Più precisamente, nel dominio tridimensionale, il coefficiente di pressione C_p è definito nel seguente modo:

$$C_p(x, y, z) = \frac{p(x, y, z) - p_0(z)}{p_{dyn}(z)} \quad (4.7)$$

dove:

$p(x,y,z)$ è la pressione sulla superficie dell'involucro dell'edificio alle coordinate (x,y,z) [Pa];

$p(z)$ indica la pressione atmosferica alla quota z [Pa];

p_{dyn} indica la pressione dinamica della corrente indisturbata alla quota z :

$$p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho_{ext} \cdot v^2(z) \text{ [Pa]} \quad (4.8)$$

in cui:

ρ_{ext} è la densità dell'aria esterna alla quota z [kg m^{-3}];

$v(z)$ sta per la velocità del vento alla quota z [m s^{-1}].

Il modo in cui il vento fluisce attorno ad un edificio è fortemente influenzato dalla geometria della costruzione e dagli ostacoli circostanti. In conseguenza a tali interazioni, il succitato coefficiente di pressione varia non solo in funzione dell'esposizione della superficie, ma anche da punto a punto della facciata. Il suo calcolo locale risulta quindi assai complicato.

Per la stima dei coefficienti di pressione C_p , viene diffusamente consigliato il modello proposto da Swami e Chandra, che, pur non essendo applicabile a edifici a pianta non rettangolare e in situazioni in cui la turbolenza della corrente d'aria non sia trascurabile (ad esempio, nel caso di elevata rugosità del terreno o in presenza di costruzioni vicine in grado di fungere da schermo), offre tuttavia concreti vantaggi per la semplicità di calcolo e l'esiguità delle informazioni richieste.

Il modello fornisce il valore del coefficiente di pressione normalizzato attraverso la seguente equazione

$$C_p = 0.6 \cdot \ln \left[\begin{array}{l} 1.248 - 0.703 \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - 1.175 \cdot \sin^2(\varphi) + 0.131 \cdot \sin^3(2 \cdot \varphi \cdot G) + 0.769 \cdot \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) \\ + 0.07 \cdot G^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\varphi}{2}\right) + 0.717 \cdot \cos^2\left(\frac{\varphi}{2}\right) \end{array} \right] \quad (4.9)$$

dove

φ è l'angolo di incidenza del vento rispetto alla facciata in cui è posta l'apertura

$G = \ln(L_1/L_2)$, con L_1 e L_2 pari rispettivamente alla lunghezza della facciata in cui è posta l'apertura e alla lunghezza della facciata ad essa ortogonale.

Esistono procedure per il calcolo del coefficiente di pressione anche per pareti non verticali o per edifici circondati da ostacoli, ma tali metodologie si rivelano di laboriosa applicazione e di incerto esito.

4.2.3 La ventilazione a lato singolo (“single-side ventilation”)

L'ultima (e meno efficace) forma di ventilazione naturale è la “single-side ventilation”. Essa è la ventilazione che interessa le stanze collegate ad un unico ambiente (generalmente quello esterno) attraverso aperture caratterizzate dalla medesima esposizione al vento. In tal modo, le cause promotrici del flusso d'aria sono la pressione del vento sulle aperture e il gradiente termico tra interno ed esterno. L'ingresso di aria verso gli ambienti interni è però limitato dall'aria in uscita dalle medesime aperture, che opera una resistenza opposta ai flussi in entrata, dando alle portante fluenti un carattere pulsante. L'utilità di una tale tipologia di ventilazione è limitato ad un raggio d'azione pari a circa 2.5 volte l'altezza del locale in questione.

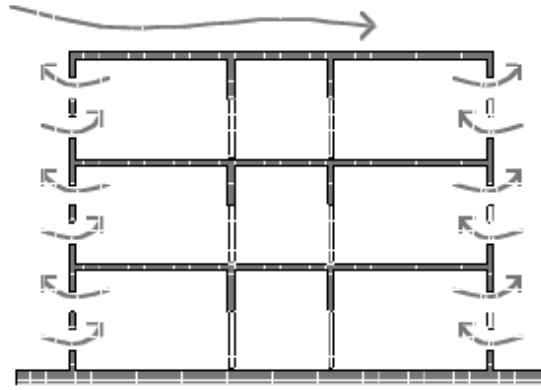


Figura 4.5. Schemi di funzionamento della “single-side ventilation”

4.3 Il calcolo delle portate

Il calcolo della ventilazione è essenziale per l’analisi degli scambi di calore e massa, per il calcolo del fabbisogno di energia, per la stima del benessere termico e della qualità dell’aria degli ambienti. Una volta che sia stata determinata l’entità dei fenomeni promotori del moto delle masse d’aria, si deve proseguire col calcolo delle portate fluenti attraverso le aperture. A questo scopo, ogni apertura viene generalmente definita attraverso una relazione pressione-portata del tipo $\dot{m} = C \cdot \Delta p^n$, ove C è detto coefficiente di flusso, mentre n è l’esponente di flusso. Spesso tale relazione assume la forma $\dot{m} = C_d \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}$, nella quale:

C_d è detto coefficiente di perdita ed è, per l’appunto, indice della resistenza fluidodinamica opposta dall’apertura al passaggio della portata d’aria;

A è l’area netta dell’apertura;

ρ è la densità dell’aria che passa attraverso l’apertura;

Δp è la differenza di pressione presente ai capi dell’apertura.

4.4 Gli strumenti disponibili per lo studio della ventilazione naturale

La previsione dei flussi d’aria instaurati dalla ventilazione naturale si avvale di strumenti di calcolo caratterizzati da accuratezza e sforzo progettuale assai diversi. Vi sono infatti modelli assai semplici, detti *modelli semi-empirici*, basati su relazioni frutto di studi semplificati o statistiche effettuate su edifici già esistenti. Appartengono a tale categoria i metodi raccomandati dal British Standard o dell’ASHRAE. Tali metodi di calcolo utilizzano ipotesi semplificative, come per esempio l’assenza di partizioni interne o la stima approssimativa dei gradienti termici interni all’edificio. Ciò, ovviamente, implica una rapida esecuzione dei calcoli, ma inficia la validità dei risultati. Tali metodi devono essere usati solo nei primissimi passi della progettazione, quando cioè le informazioni inerenti l’edificio sono ancora limitate e serve solo una guida generale per la definizione dei parametri fondamentali del progetto.

Un gradino più in alto si trovano i *modelli a resistenza*. Essi simulano l’edificio modellizzandolo in base ad un circuito elettrico puramente resistivo. In tale circuito, le resistenze si sostituiscono alle aperture (dato che queste ultime oppongono una resistenza al flusso dell’aria proprio come le resistenze elettriche si oppongono al

passaggio di corrente), così i nodi aria di ciascuna stanza divengono gli estremi delle succitate resistenze. L'edificio in esame viene dunque trattato come un circuito elettrico formato da nodi, ad ognuno dei quali è associata una pressione di riferimento, che rappresentano le zone in cui è suddiviso, e da rami, che invece rappresentano gli elementi attraverso cui i nodi interagiscono tra loro e si identificano nei dispositivi finalizzati al passaggio dell'aria. La portata d'aria fluente attraverso ogni ramo è funzione della differenza di pressione esistente ai suoi capi. Come visto, la relazione che lega le due grandezze può essere espressa attraverso la formula: $\dot{m} = C \cdot \Delta p^n$. L'obiettivo dei modelli a resistenza è la determinazione delle pressioni di ogni nodo, sì da definire le portate circolanti. Per far sì che ciò avvenga, ad ogni nodo viene applicata la legge di continuità, imponendo la conservazione delle portate entranti ed uscenti. E' così generato un sistema di equazioni non lineari (dato che la relazione portata-pressione non è, in genere, lineare) per la soluzione del quale risulta quindi necessario l'impiego di un metodo numerico iterativo.

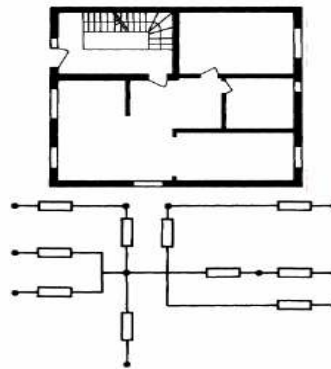


Figura 4.6. Vista in pianta del piano di un edificio e relativa rappresentazione attraverso un modello a resistenze

Si indichi con nodo un volume discreto ed omogeneo di fluido. Come detto, tali nodi sono collegati tra di loro da un circuito formato dagli elementi attraverso cui ha luogo il flusso dell'aria. Le pressioni dei nodi rappresentano le variabili indipendenti del problema, incognite dalle quali dipende la portata totale fluente nel circuito. La conservazione della massa richiede che sia verificata simultaneamente per tutti i nodi che costituiscono la rete :

$$\sum_{k=0}^N \dot{m}_{i-k} = 0 \quad (4.10)$$

La soluzione del sistema è ottenuta iterativamente. La legge di continuità, infatti, non viene subito soddisfatta, dando luogo quindi ad un bilancio di massa non nullo per ogni nodo. Ad ogni iterazione vengono così definiti i residui (r_i), per i quali vale la definizione (Lorenzetti,):

$$r_i = \sum_{k=1}^N \dot{m}_{i-k} \quad (4.11)$$

Sia $\{p\}^*$ il vettore che raccoglie le pressioni degli N nodi incogniti. Tale vettore, di iterazione in iterazione, viene aggiornato secondo la relazione:

$$\{p\}^* = \{p\} - \{C\} \quad (4.12)$$

dove il termine correttivo $\{C\}$ viene calcolato in base all'espressione:

$$[J]\{C\} = \{R\} \quad (4.13)$$

dove $\{R\}$ è il vettore colonna che raccoglie i residui, così come definiti in precedenza, per ciascuno dei nodi del sistema. Il generico elemento della matrice Jacobiana $[J]$, occupante l' i -esima riga e la j -esima colonna sarà dato da:

$$J_{i-j} = \sum_{k=1}^N \left(\frac{\partial \dot{m}_{i-k}}{\partial p_j} \right) \quad (4.14)$$

I modelli a nodi richiedono la conoscenza di una maggiore quantità di dati inerenti l'edificio. Essi, inoltre, possono essere facilmente accoppiati a codici di simulazione edificio-impianto, consentendo dunque la simulazione globale dell'edificio, ivi comprese anche le interazioni termiche tra l'aria fluente e le strutture edilizie. Tali modelli rappresentano certamente il miglior compromesso tra accuratezza dei risultati e tempo di utilizzo.

Gli strumenti più complessi nel calcolo dei flussi d'aria instaurati sono i *modelli CFD (Computational Fluid Dynamics)*. Essi permettono di studiare accuratamente le correnti d'aria in ogni punto dell'edificio, ma richiedono lunghi tempi di calcolo e implementazione. Inoltre, sono difficilmente interfacciabili con codici di simulazione edificio-impianto. Sono quindi raccomandabili solo per lo studio di situazioni particolari, per le quali si sia disposti a investire una rilevante quantità di risorse. La fluidodinamica computazionale si basa infatti sulla soluzione delle equazioni di Navier-Stokes e rappresenta il culmine della complessità per l'analisi degli ambienti ventilati naturalmente. Nell'approccio CFD, il flusso è descritto matematicamente da un sistema di equazioni differenziali che impongono la conservazione della massa, del momento della quantità di moto e dell'energia per ogni elemento volumico coinvolto nella simulazione. I passi per arrivare alla soluzione di questo sistema possono essere così riassunti: definizione delle condizioni al contorno, discretizzazione (meshing) del dominio fisico e calcolo vero e proprio. Pur garantendo risultati estremamente dettagliati, i CFD comportano delle difficoltà talvolta insormontabili, come la stesura delle condizioni al contorno, da cui dipende l'accuratezza dei risultati stessi.

Finora, si è parlato solo dei codici di calcolo utili alla previsione dei flussi d'aria interni all'edificio. Passiamo dunque a esporre i modelli esistenti per il calcolo delle interazioni tra edificio e ambiente esterno, in particolare per quanto riguarda la previsione dei coefficienti di pressione. Gli strumenti nati a tale scopo possono essere divisi in due categorie: i modelli empirici e i modelli CFD.

I *modelli empirici* si basano esclusivamente su modelli matematici ottenuti quali approssimazioni di risultati di diverse campagne di misure. Data la loro natura essenzialmente numerica, essi sono strumenti limitati, in quanto consentono una certa accuratezza soltanto quando il caso allo studio rientri tra quelli che son stati oggetto di misure. Inoltre, tali metodi non permettono la modellizzazione di edifici siti in aree densamente urbanizzate.

4.5 Possibili utilizzi della ventilazione naturale

L'insieme dei succitati gradienti promuove lo spostamento di volumi d'aria attraverso l'edificio. Tali portate svolgono quattro distinte funzioni, che hanno un importante ruolo nel mantenimento del comfort termoigrometrico percepito dagli utenti dell'edificio:

1. Le notevoli portate d'aria che interessano i vani (nell'ordine della decina di volumi/ora) permettono di asportare il calore prodotto all'interno dell'edificio ad opera di persone, apparecchiature elettriche o radiazione solare. Tale effetto è ovviamente benefico soltanto finché la temperatura esterna si mantiene al di sotto di un valore limite (T_{lim}) reputato invalicabile per mantenere il comfort termico.
2. La maggiore velocità dell'aria all'interno degli ambienti implica un migliore scambio convettivo tra il corpo e l'aria, aumentando dunque la cessione di calore verso l'ambiente, a patto di mantenersi comunque al di sotto della temperatura di comfort T_{lim} . A parità di umidità e temperatura radiante, l'aumento dello scambio termico convettivo permette quindi di sopportare temperature superiori che nel caso di edifici non ventilati naturalmente. La temperatura limite T_{lim} è dunque più alta che negli edifici climatizzati.
3. Infine, specialmente negli edifici del terziario (e quindi adibiti alla sola permanenza diurna), la fresca aria esterna notturna può essere utilizzata per asportare il calore accumulatosi nelle strutture nel corso del giorno e preraffrescare le stesse, in modo da renderle ancora in grado di assorbire i flussi termici incidenti nel successivo ciclo di carico termico.
4. La sovra-ventilazione notturna permette inoltre di migliorare la qualità dell'aria dell'ambiente confinato. Questo è dovuto alla rimozione degli inquinanti ambientali operata dall'elevata quantità d'aria di rinnovo degli ambienti.

4.6 I limiti della ventilazione naturale

E' altresì opportuno precisare i limiti di applicabilità del raffrescamento naturale. Esso si presenta infatti come una pratica versatile e compatibile con l'ambiente, ma proprio lo stretto legame che con essa viene a stabilirsi tra zone confinate ed ambiente esterno costituisce il principale limite a tale tecnica. Le sue efficacia ed applicabilità sono infatti strettamente connesse alla "qualità globale" dell'ambiente esterno. E diversi sono gli aspetti che si possono comprendere all'interno della definizione "qualità globale", oltre ai succitati aspetti termici, legati ai massimi valori giornalieri di temperatura esterna e umidità e all'entità delle loro variazioni nell'arco della giornata. Per esempio, un ambiente esterno rumoroso o inquinato rende inapplicabile la ventilazione naturale. L'ambiente urbano, in particolar modo se densamente costruito, presenta degli aspetti che possono costituire degli ostacoli, se non addirittura degli impedimenti, all'applicazione della ventilazione naturale. Ci si riferisce in particolar modo alle al fenomeno noto con il termine di "isola di calore" ed alle velocità del vento ridotte riconducibili al particolare aspetto della morfologia urbana (*canyon* urbani).

Il microclima che caratterizza l'ambiente urbano è contraddistinto da temperature più elevate rispetto all'ambiente circostante. Tale fenomeno è risultato di un'alterazione della struttura verticale dell'atmosfera per molte centinaia di metri sopra al suolo che risulta in sensibili modificazioni della temperatura dell'aria, della circolazione a scala locale e della capacità di dispersione degli inquinanti scaricati in atmosfera.

Tale evento è imputabile:

1. a modificazioni delle caratteristiche termiche delle superfici con maggior assorbimento di calore da parte dei materiali. Il suolo urbanizzato infatti si scalda più facilmente rispetto alle aree rurali;
2. alla mancata chiusura del bilancio di scambio termico per radiazione. La radiazione solare incidente sulle superfici degli edifici viene infatti assorbita e quindi trasformata in calore sensibile che si distribuisce gradualmente su tutta la

struttura della costruzione. Pareti, tetti e terreno irradiano a loro volta a bassa frequenza verso il cielo. L'intensità della radiazione emessa dipende dal fattore di vista tra la superficie in questione e il cielo. Se la densità di costruzioni è particolarmente elevata, gli edifici circostanti fanno da schermo, impedendo di fatto che lo scambio termico per radiazione abbia luogo.

Il termine “*canyon*” urbani si riferisce ad un aspetto peculiare della morfologia cittadina, ovvero a strade trafficate fiancheggiate su entrambi i lati da edifici (Santamouris, 1999; Georgakis, 2006). Questi infatti riducono la velocità delle brezze e ne vanificano l'effetto refrigerante. Quanto la velocità del vento possa influenzare l'efficacia della ventilazione naturale, è dimostrato dai risultati di una simulazione riportata nella Figura 4.7 effettuata impiegando i dati raccolti all'interno ed all'esterno di dieci *canyon* cittadini. I risultati fanno riferimento a ventilazione notturna, operata secondo le strategie “single-side” e trasversale descritte in precedenza.

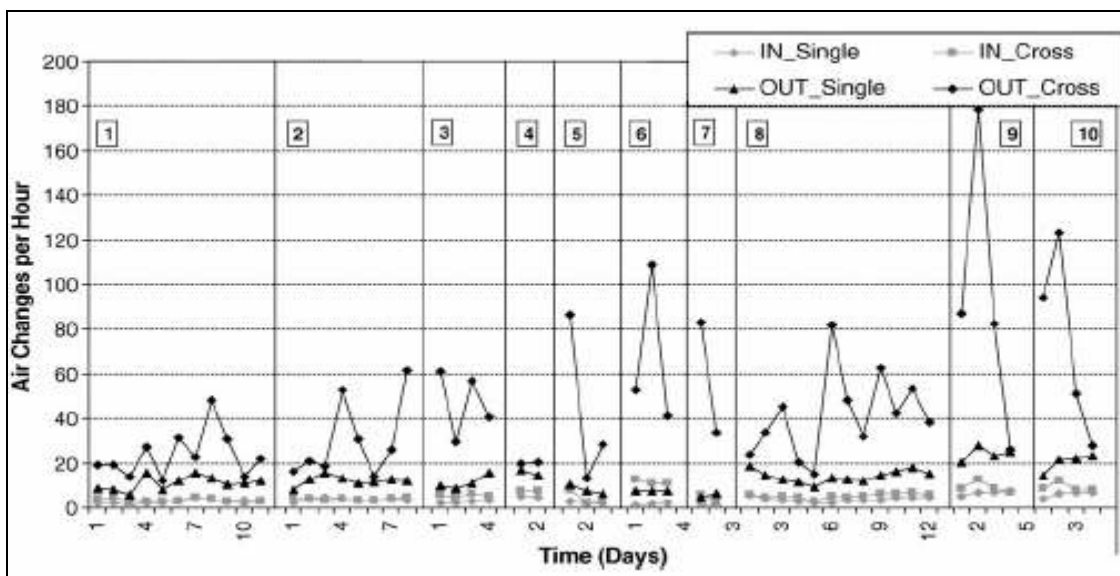


Figura 4.7. Differenze risultanti in termini di ricambi orari utilizzando i dati relativi a temperature dell'aria e velocità del vento misurati all'interno (IN) ed all'esterno (OUT) di dieci *canyon* di riferimento.

Nel caso di aree ad elevata densità abitativa l'applicazione della ventilazione naturale può quindi rivelarsi poco proficua: l'azione schermante offerta dalle vicine costruzioni può infatti limitare il formarsi delle pressioni dinamiche necessarie a promuovere un sufficiente spostamento delle masse d'aria. Per quanto riguarda invece il regime anemologico, esso non è di primaria importanza. La ventilazione naturale non ha infatti bisogno di venti poderosi, in quanto la velocità dell'aria all'interno degli ambienti confinati deve essere comunque limitata. Il regime ventoso della località è dunque importante solo se l'edificio sorge in un contesto altamente urbanizzato, dove quindi il vento è attenuato dalle circostanti costruzioni. Un'ultima considerazione può aiutare a discernere ulteriormente sull'applicabilità della ventilazione naturale. Essa è infatti tanto più efficace quanto più i locali interni sono collegati tra loro, in quanto aumentano i cammini possibili per l'aria e diminuisce di conseguenza la resistenza che essa incontra lungo il proprio percorso da un lato all'altro dell'edificio. Quindi, negli edifici poveri di collegamenti tra i vani, la ventilazione naturale sortirà un limitato effetto. Inoltre, i limiti di legge imposti sull'isolamento acustico tra proprietà confinanti all'interno dello stesso edificio sconsiglia l'utilizzo della ventilazione naturale e limita la sua applicazione ad edifici di proprietà unica. Infine, un ultimo aspetto da prendere in

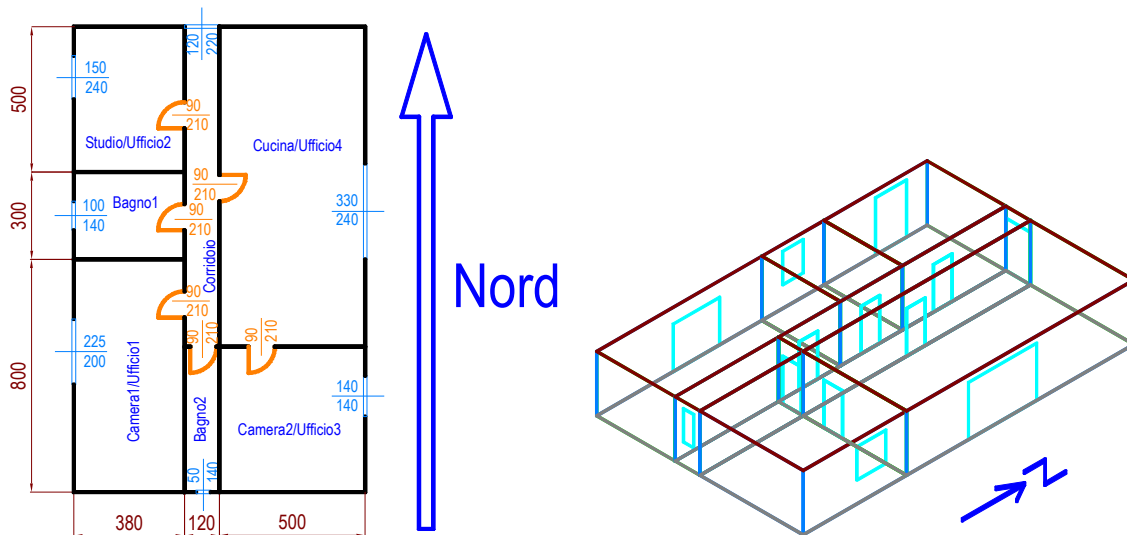
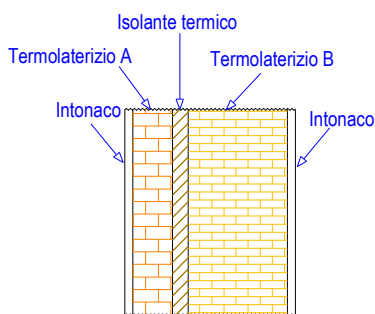


Figura 4.8. Pianta e vista in 3D dell'unità oggetto delle simulazioni

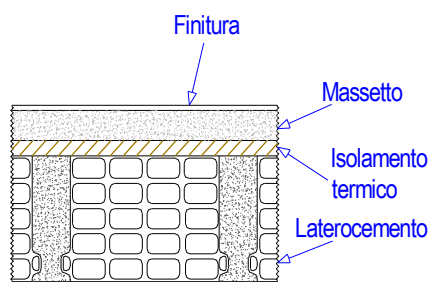
Le strutture edilizie utilizzate sono presentate invece in Figura 4.9:

Parete perimetrale esterna



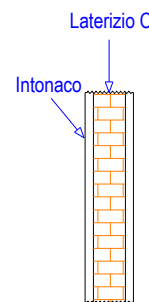
$$U = 0.4 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

Solaio



$$U = 0.55 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

Parete interna



$$U = 1.84 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

Figura 4.9. Strutture edilizie utilizzate nel corso delle simulazioni

Le aperture sono state gestite in modo da ottenere il miglior compromesso tra risparmio energetico e funzionalità, attraverso una regolazione automatica. Inoltre, si è imposta una temperatura limite per il funzionamento dei dispositivi di flusso, per impedire un eccessivo abbassamento della temperatura all'interno dell'edificio ed evitare quindi casi di raffreddamento degli utenti. Le temperature minime consentite all'aria interna sono differenziate tra giorno e notte e dipendenti dalla destinazione d'uso dell'edificio. Per esempio, durante la notte, in un edificio adibito ad uso residenziale, si avrà un limite di temperatura piuttosto elevato, al fine di evitare situazioni di disagio agli occupanti; in edifici adibiti ad uso terziario, invece, l'aria notturna potrà fluire a temperature più basse, permettendo quindi di fruire al meglio dell'effetto di preraffrescamento da essa offerto. D'altra parte, occorre in tal caso evitare un eccessivo raffreddamento dell'ambiente, che può creare discomfort nelle prime ore della giornata. Anche per il funzionamento diurno, infine, si sono posti vincoli sulla temperatura minima dell'aria, per evitare l'ottenimento di temperature eccessivamente basse durante il tempo d'occupazione. Le temperature minime imposte sono riassunte in Tabella 4.2:

Tabella 4.2. Temperature minime interne per l'attivazione della ventilazione naturale

	Edificio ad uso residenziale	Edificio ad uso terziario
Giorno	23°C	24°C
Notte	25°C	20°C

Altra limitazione è stata imposta al grado massimo d'apertura dei dispositivi di ventilazione, per i quali è stata infatti prevista una superficie pari a 1/10 di quella delle aperture stesse. Si è infine ipotizzato che tutte le porte potessero rimanere aperte, ad eccezione delle soglie dei bagni.

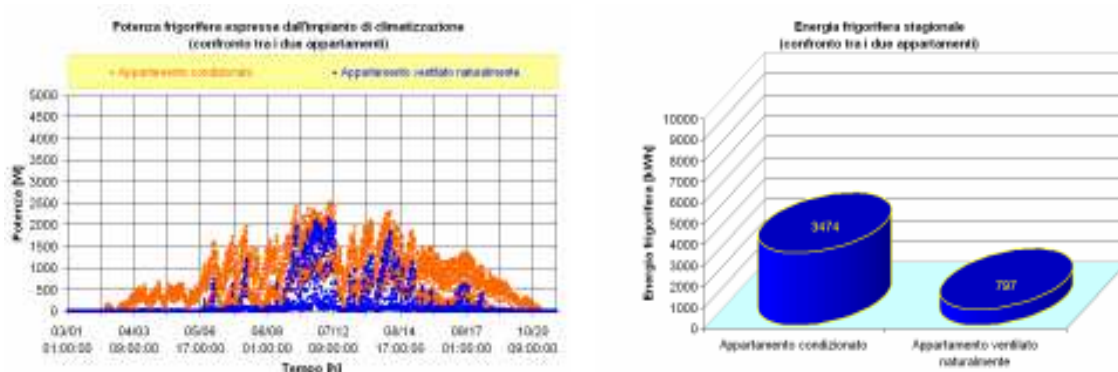
Nel caso poi la ventilazione naturale non riesca a mantenere la temperatura dell'aria interna al di sotto di 26°C, le aperture si chiudono e lasciano libertà d'azione all'impianto di condizionamento, assicurando comunque un'entrata di aria di rinnovo pari a 0.5 volumi per ora.

Nelle simulazioni che hanno interessato gli edifici ad uso terziario, è stato impostato lo spegnimento della regolazione dell'impianto di condizionamento durante le ore non lavorative, al fine di limitare il consumo dell'impianto durante le ore di mancata occupazione.

Come si può intuire dalle numerose limitazioni imposte, lo scopo delle presenti simulazioni è stato quello di stimare il risparmio energetico ottenibile in un caso progettuale realistico e complesso, in cui si tenga conto d'ogni aspetto funzionale e applicativo.

Le simulazioni sono state eseguite contestualizzando l'edificio in diversi scenari climatici, simulati attraverso i TRY di alcune città italiane, in particolare: Bolzano, Venezia, Firenze, Roma e Palermo.

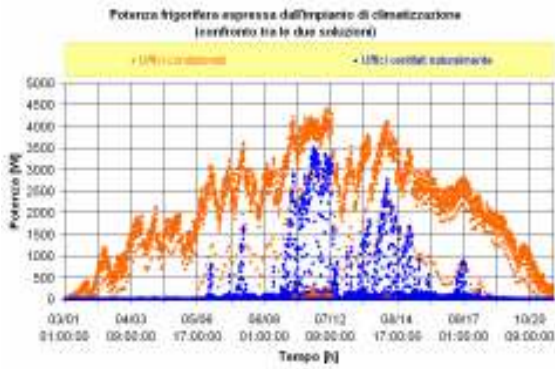
Di seguito, da Figura 4.10 a Figura 4.19, sono riportati i principali risultati inerenti le simulazioni effettuate. Tali risultati comprendono il confronto tra la potenza richiesta da un classico impianto di condizionamento e la potenza frigorifera eventualmente necessaria per mantenere le condizioni di comfort in un ambiente ventilato naturalmente, nel caso in cui l'aria esterna non fosse sufficientemente fresca da permettere il raffrescamento degli ambienti. Infine, per ogni simulazione, viene presentato il confronto tra l'energia stagionale necessaria all'ottenimento del benessere nell'edificio nel caso in cui l'impianto sia assistito o meno dalla ventilazione naturale. Il periodo considerato nelle simulazioni ha coperto i mesi da marzo a ottobre.



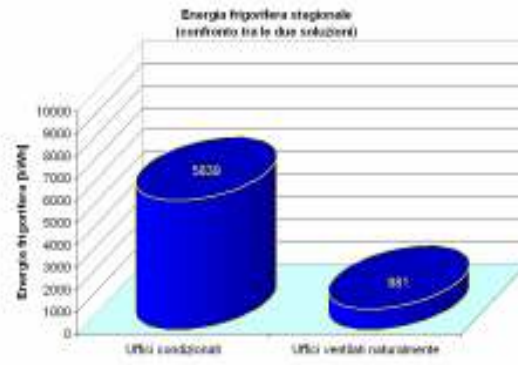
a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento

b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.10. Bolzano – Caso residenziale

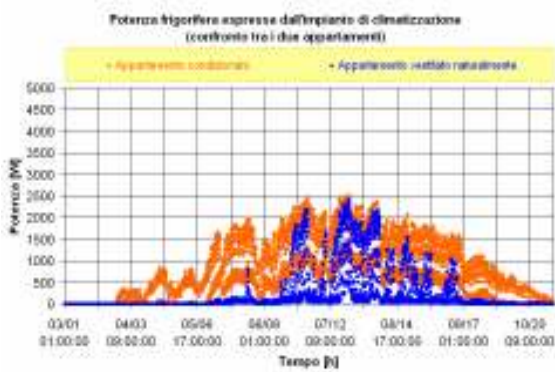


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento

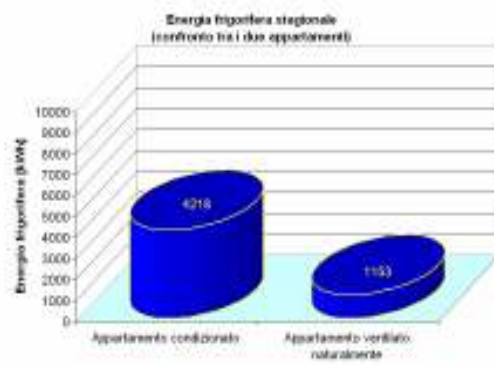


b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.11. Bolzano – Caso terziario

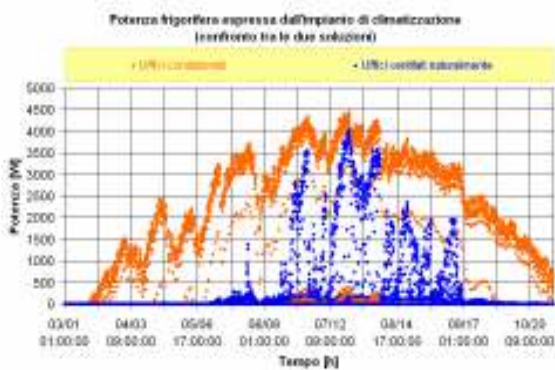


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento



b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.12. Venezia – Caso residenziale

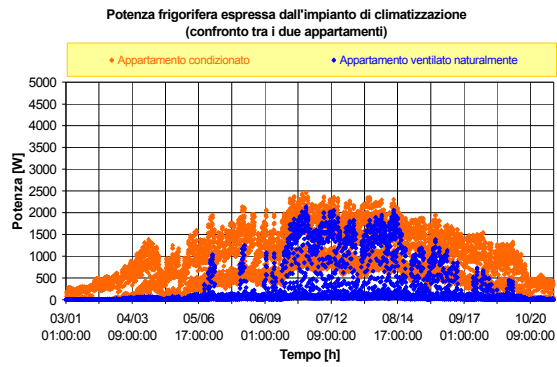


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento

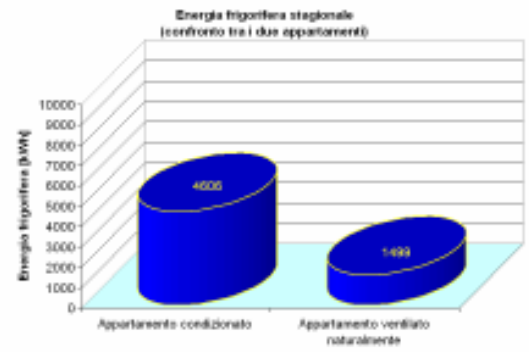


b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.13. Venezia – Caso terziario

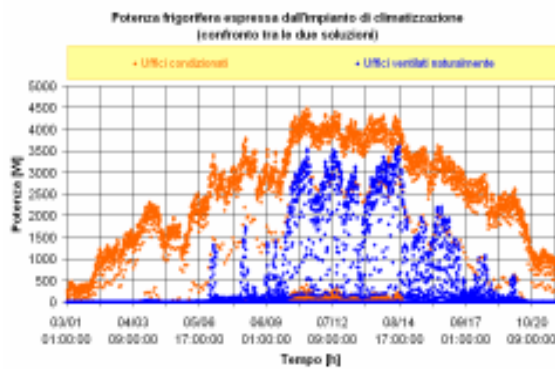


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento

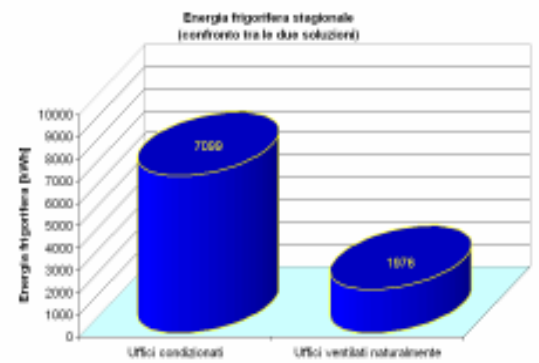


b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.14. Firenze – Caso residenziale

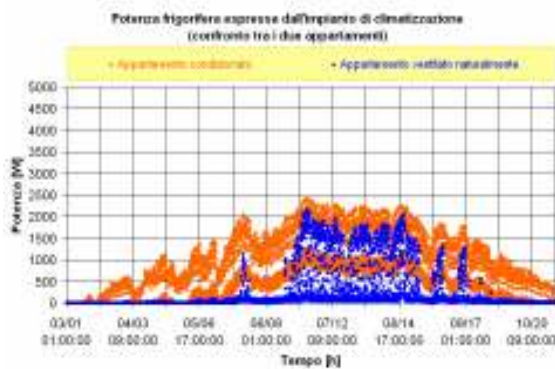


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento



b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.15. Firenze – Caso terziario

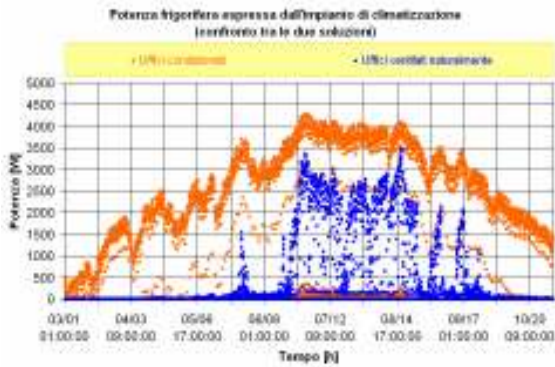


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento

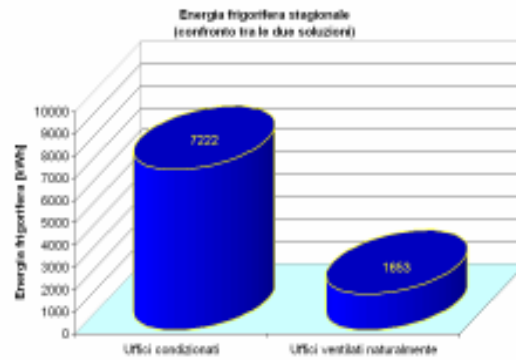


b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.16. Roma – Caso residenziale

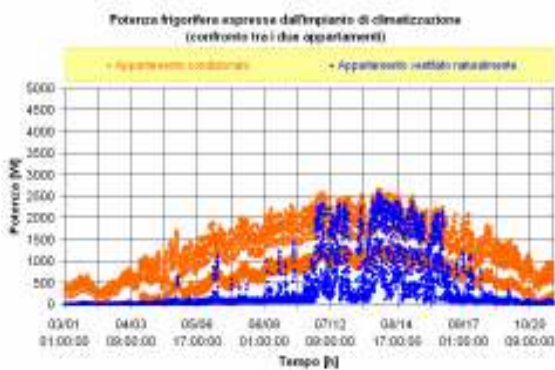


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento

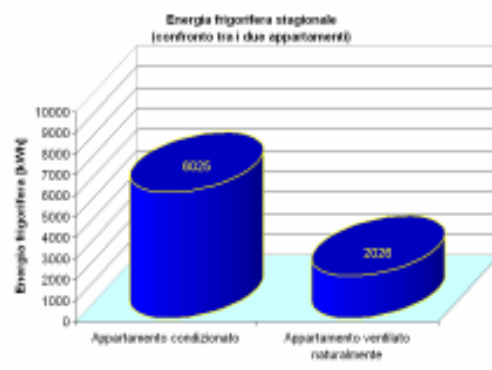


b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.17. Roma – Caso terziario

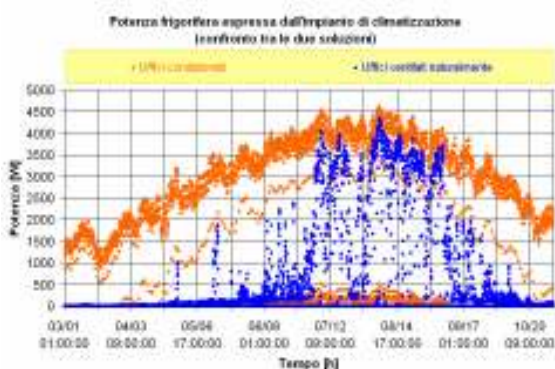


a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento

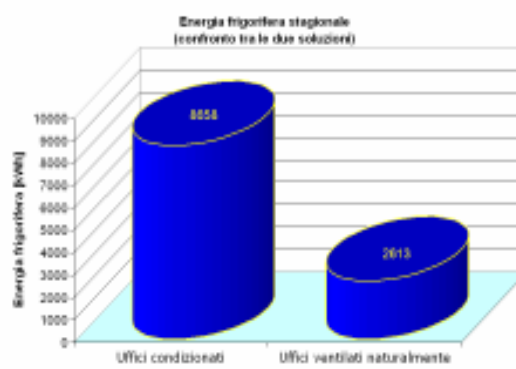


b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.18. Palermo – Caso residenziale



a) Potenza espressa dall'impianto di condizionamento



b) Energia frigorifera stagionale

Figura 4.19. Palermo – Caso terziario

Come si evince dai risultati, l'impianto di condizionamento è chiamato in causa in tutti gli scenari ipotizzati: ciò dimostra che la ventilazione naturale non può essere considerata una vera alternativa alle classiche tecniche di condizionamento. Tuttavia, il risparmio energetico conseguibile attraverso un attento utilizzo delle tecniche ventilative naturali giustifica l'ulteriore sforzo progettuale. I risparmi stimati nel ciclo stagionale sono riassunti nella Tabella 4.3:

Tabella 4.3. Risparmi energetici ottenuti nelle simulazioni eseguite

Località	Destinazione d'uso	Consumo per impianto tradizionale [kWh/anno]	Consumo per impianto tradizionale assistito da ventilazione naturale [kWh/anno]	Risparmio [%]
Bolzano	Residenziale	3474	797	77%
	Terziario	5839	981	83%
Venezia	Residenziale	4218	1153	73%
	Terziario	6590	1490	77%
Firenze	Residenziale	4606	1499	67%
	Terziario	7099	1976	72%
Roma	Residenziale	4676	1283	73%
	Terziario	7222	1653	77%
Palermo	Residenziale	6025	2026	66%
	Terziario	8658	2613	70%

Tali risultati trovano una semplice spiegazione: negli attuali edifici, la presenza di un impianto di condizionamento porta spesso gli utenti ad utilizzarlo anche quando i carichi termici che agiscono nei locali possono essere facilmente asportati attraverso l'uso della sola ventilazione naturale. D'altra parte, tali condizioni sono quelle più frequenti e nelle quali, di conseguenza, viene consumata la maggiore quantità di energia. Di conseguenza, pur non evitando l'installazione di un classico impianto di condizionamento, la ventilazione naturale consente rilevanti risparmi nei costi di esercizio. Le simulazioni, inoltre, dimostrano come l'utilizzo del raffrescamento ventilativo notturno permetta di limitare la potenza massima frigorifera espressa dalle macchine negli edifici del terziario. In essi, infatti, il rilevante raffrescamento notturno mette la struttura edilizia nelle condizioni di assorbire una parte rilevante dei carichi termici giornalieri. Ciò è tanto più vero quanto maggiore è la differenza tra le temperature massima e minima giornaliera, come può risultare evidente confrontando la corrispondenza tra la differenza tra i picchi massimi di potenza e la differenza giornaliera di temperatura indicata dalla norma UNI 10349 secondo la tabella 4.4:

Tabella 4.4. Differenza massima giornaliera di temperatura , secondo la norma UNI 10349

Località	Ampiezza massima della temperatura in condizioni di progetto estive (UNI 10349)
Bolzano	13°C
Venezia	9°C
Firenze	13°C
Roma	11°C
Palermo	6.5°C

Come si può notare, Palermo è la città contraddistinta dalla minore fluttuazione giornaliera della temperatura ed è pure la località in cui è inferiore l'effetto del raffrescamento notturno; al secondo posto si trova invece Venezia, in cui la limitata fluttuazione giornaliera della temperatura si traduce in un moderato effetto del "free cooling" notturno.

Il beneficio dovuto al raffrescamento notturno dipende pure dal materiale costituente la faccia interna delle strutture edilizie. Materiali ad elevate conduttività e capacità termica avranno infatti una maggiore disposizione a cedere o assorbire calore e giungeranno più tardi a saturazione termica. L'utilizzo di materiali ad elevata capacità termica è comunque raccomandabile per migliorare il comportamento dell'edificio nella stagione estiva. La rilevante massa termica delle strutture pesanti consente infatti di attutire in modo rilevante i carichi termici interni (quali persone, apparecchiature

elettriche o la radiazione solare), permettendone l'asportazione nel corso della notte, cioè quando l'ambiente esterno presenta temperature più basse.

Infine, un'importante puntualizzazione: le simulazioni presentate sono state svolte con riferimento a TRY tratti da stazioni meteorologiche poste nei pressi di aeroporti o comunque lontano da aree urbane. Ciò implica che la velocità del vento rilevata non tiene conto dell'effetto di eventuali edifici circostanti, che possono fungere da ostacolo o da concentratori anemologici (fenomeno conosciuto con il nome di "*street canyons*"). Inoltre, la temperatura rilevata presso le stazioni meteorologiche non tiene conto di effetti di riscaldamento localizzati dovuti alla presenza di un tessuto urbano. La concentrazione di numerose sorgenti di calore e di aree prive di vegetazione determina infatti un effetto di surriscaldamento dell'aria all'interno delle aree urbane, dando origine al fenomeno detto "isola di calore". Tale fenomeno, comunque, imprescindibile nelle grandi metropoli mondiali, risulta di minore importanza nel contesto urbano italiano.

Come si nota dalle numerose osservazioni effettuate nel corso della ricerca, la ventilazione naturale è un fenomeno assai complesso. Una corretta previsione delle sue dinamiche, necessaria per conseguire una corretta progettazione, richiede quindi la contestualizzazione dell'edificio all'interno dell'ambiente urbano in cui si trova, oltre che il calcolo delle interazioni termiche che avvengono all'interno dell'edificio stesso.

4.8 Conclusioni

E' stata presentata una quantificazione dei benefici conseguibili mediante l'applicazione del raffrescamento ventilativo. Come si è dedotto dai risultati ottenuti, esso, pur non potendo essere proposto quale sostituto degli attuali impianti di condizionamento, permette comunque una rilevante limitazione dei consumi stagionali per la climatizzazione estiva, quando applicabile. La ventilazione naturale presenta importanti limiti dovuti all'ambiente circostante e alle modalità d'uso dei vani interni, ma i contesti di possibile applicazione restano comunque numerosi. E tale applicazione può assumere diverse forme, dalla mera presenza di aperture manualmente gestibili dagli utenti alle soluzioni automatizzate e regolate elettronicamente. Anche un intelligente posizionamento delle sorgenti di calore o la presenza di vani che assumano la funzione di collettori ad effetto camino possono instaurare considerevoli movimenti d'aria. In breve, le strade percorribili per una conveniente applicazione della ventilazione naturale sono numerose e contraddistinte da entità dell'investimento assai diverse. Tuttavia, per tutte le soluzioni, il principio resta il medesimo: per migliorare il comportamento estivo di un edificio, quest'ultimo non può essere disaccoppiato dall'esterno, come è invece opportuno fare nella stagione di riscaldamento. Infatti, mentre in inverno l'obiettivo consiste nel limitare le dispersioni verso l'ambiente esterno, nella stagione estiva l'interesse principale deve essere asportare e riversare all'esterno i carichi termici interni non appena essi si originano. Da qui l'invito a pensare all'involucro dell'edificio come ad un utile strumento per l'ottenimento del comfort degli occupanti: esso deve essere isolato per la stagione invernale e aperto all'interazione con l'ambiente nella stagione estiva, al fine di limitare l'utilizzo degli impianti termici e rendere più gradevole il rapporto tra gli utenti e l'edificio stesso.

Bibliografia

- Allard F., 2000. Natural ventilation in buildings. A design handbook, James and James Science Publishers, London.
- Allocca C., Chen Q., Glicksman L.R., 2003. Design analysis of single-sided natural ventilation, *Energy and buildings*, 35, pp. 785-795.
- Awbi H.B., 2003. Design considerations for naturally ventilated buildings, *Renewable Energy*, 5, pp. 1081-1090.
- Awbi H.B., 1996. Air movement in naturally-ventilated buildings, WREC.
- Axley J., Emmerich S., Dols S., Walton G., 2000. An approach to design of natural and hybrid ventilation systems for cooling buildings. Proceedings of the 5th International Conference on Indoor Air Quality and Climate – Indoor Air 2000.
- Brager G.S., De Dear R., 1998. Thermal adaptation in the built environment: a literature review, *Energy and Buildings* 27, pp.83-96..
- Georgakis C., Santamouris M., 2006. Experimental investigation of airflow and temperature distribution in deep urban canyons for natural ventilation purposes, *Energy and Buildings* 38 (4), pp. 367–376.
- Li Y., Delsante A., 2001. Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. *Building and Environment* 36 (1), pp. 59–71.
- Lorenzetti D.M., 2002. Computational aspects of nodal multizone airflow systems, *Building and Environment*, 37 (11), pp. 1083-1090.
- Santamouris M, Papanikolaou N., Koronakis I., Livada I., Assimakopoulos D.N., 1999. Thermal and air flow characteristics in a deep pedestrian canyon and hot weather conditions, *Atmospheric Environment* 33 (27), pp. 4503–4521.
- Santamouris M., Papanikolaou N., Livada I., Koronakis I., Georgakis C., Argiriou A., Assimakopoulos D. N., 2001. On the impact of urban climate on the energy consumption of buildings, *Solar Energy* 70 (3), pp. 201-216.
- Vardoulakis S., Fisher B., Pericleous K., Gonzalez-Flesca N., 2003. Modeling air quality in street canyons: a review, *Atmospheric Environment* 37, pp. 155–182.

5. L'applicazione del concetto di ventilazione ibrida ad un edificio reale: il caso di un *hospice* collocato nella zona Nord Orientale dell'Italia

5.1 Introduzione

Uno degli aspetti più interessanti della ventilazione naturale riguarda la capacità di assicurare una riduzione dei costi legata alla movimentazione di portate d'aria tali da garantire sia il controllo delle temperature che un buon livello di qualità dell'aria. L'incertezza riguardante la disponibilità dei meccanismi promotori la ventilazione naturale, data la natura stocastica dei fenomeni naturali dai quali essi dipendono, e la difficoltà con cui risulta possibile praticare un controllo sulle portate fluenti, costituiscono seri ostacoli all'applicazione di questa tecnica di ventilazione. Con ventilazione ibrida ci si intende riferire al tentativo di combinare in unico sistema i vantaggi offerti dalle due modalità di ventilazione, quella meccanica e quella naturale. Nel seguito verranno presentati i risultati relativi all'adozione dei principi propri della ventilazione ibrida ad un edificio reale. La ventilazione meccanica sarà sfruttata per massimizzare il recupero di calore durante la stagione di riscaldamento e per essere d'ausilio alla ventilazione naturale nel controllo della qualità ambientale. Sarà illustrato il beneficio, in termini di riduzione del fabbisogno energetico, conseguente all'adozione della ventilazione naturale per il raffrescamento estivo. In particolare, verrà analizzato un dispositivo innovativo per il controllo delle portate fluenti naturalmente. Si tratta di dispositivi irregolabili, tali cioè da far variare il flusso in funzione del livello percepito di umidità relativa.

5.2 Descrizione del caso di studio

Il lavoro ha avuto come oggetto la progettazione di un edificio in grado di combinare i due obiettivi di un basso consumo energetico e di mantenimento di un ottimo livello di qualità ambientale. Lo spunto è stato offerto dal programma di ristrutturazione di un edificio storico: già a partire dai primi passi, il progetto è stato caratterizzato da una profonda integrazione tra gli aspetti architettonici ed ingegneristici. Tale cooperazione si è tradotta nei punti che seguono: materiali a basso impatto ambientale, buon livello di isolamento dell'involucro edilizio, controllo degli apporti solari, sfruttamento al meglio del recupero di calore dall'aria espulsa, impiego della ventilazione naturale per il controllo climatico ambientale.

In particolare, è stato oggetto di studio il ruolo della ventilazione. La ventilazione ricopre certamente un ruolo essenziale nel mantenimento della salute e del benessere delle persone presenti all'interno di ambienti confinati. Tra le varie voci che concorrono alla definizione del rendimento energetico di un edificio vi è pure la spesa energetica legata alla ventilazione, spesa che rappresenta però il termine necessario legato al mantenimento della qualità dell'aria all'interno dei locali. La spesa energetica legata alla ventilazione rappresenta una voce sempre più importante all'interno del bilancio dell'intero edificio all'aumentare del livello di isolamento dell'involucro edilizio. L'ottimizzazione del processo di ventilazione richiede siano affrontati i punti che seguono: definizione degli obiettivi di ventilazione in termini di portata d'aria, definizione della variabilità nel tempo di detti obiettivi in funzione del reale fabbisogno d'aria e la riduzione dell'energia legata al trattamento ed alla distribuzione dell'aria. La

combinazione di ventilazione naturale e meccanica è ritenuta essere un'opportunità interessante nell'ambito degli obiettivi richiesti da tale ottimizzazione.

L'edificio oggetto dello studio consiste di una struttura pre-esistente cui sarà collegata una nuova ala. Il complesso sarà destinato a divenire una struttura sanitaria concepita per pazienti giunti allo stato terminale della malattia. Spazi ed attività connesse sono distribuiti su due piani collegati verticalmente da un ampio atrio vetrato. Il pian terreno sarà destinato alle attività ricreative e all'assistenza medica. Il primo piano invece sarà impiegato per l'accoglienza dei pazienti e dei relativi congiunti. Il progetto prevede sette stanze, per un totale di 14 pazienti. La possibile elevata densità di presone presenti, con i problemi legati alla gestione dei carichi interni ed alla generazione di inquinanti come bio-effluenti ed anidride carbonica, ha fatto sì che sorgessero a livello progettuale delle preoccupazioni riguardanti il livello di qualità dell'aria cui, in particolar modo, i pazienti risultassero esposti. Il punto più interessante del progetto riguarda l'integrazione tra gli aspetti architettonici del disegno dell'involucro edilizio ed il sistema di regolazione del micro-clima degli spazi interni. I punti principali nei quali si è tradotto lo sviluppo dell'edificio sono stati: adeguato livello di isolamento delle strutture verticali ed orizzontali per ridurre le dispersioni invernali, coniugato con la possibilità di gestione delle aperture dell'involucro per lo sfruttamento del potenziale offerto dalla ventilazione naturale. Massimizzazione del recupero di calore sull'aria espulsa, ottenuto collocando in serie due recuperatori di calore. Controllo e regolazione degli apporti solari in modo da ridurre i fabbisogni legati al riscaldamento invernale ed al raffrescamento estivo. Sistema automatizzato di controllo del micro-clima interno, sistema dal quale è stata fatta dipendere l'integrazione tra le tecniche di ventilazione meccanica e naturale.

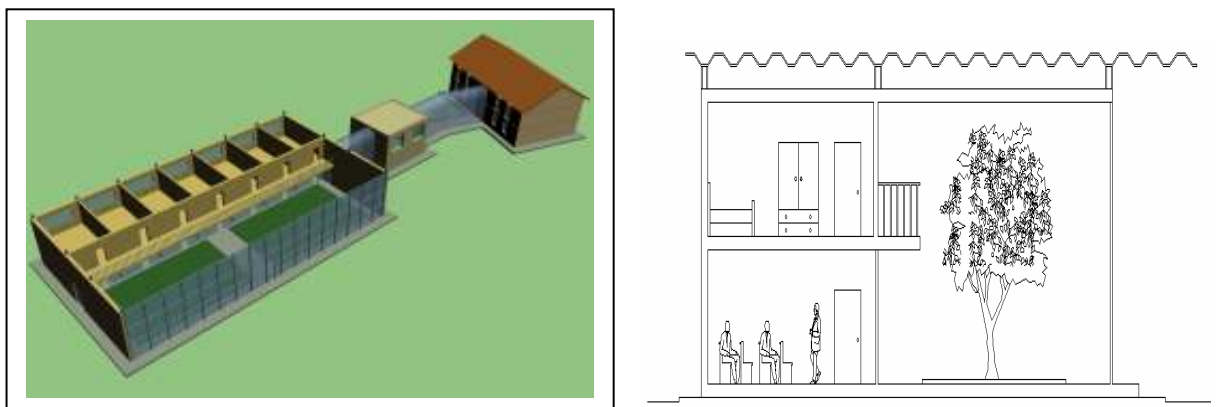


Figura 5.1. Rappresentazione del complesso e della struttura oggetto dello studio.

I dati orari impiegati per le simulazioni sono stati quelli disponibili per Venezia. Le informazioni impiegate hanno riguardato irraggiamento solare, umidità e temperatura dell'aria.

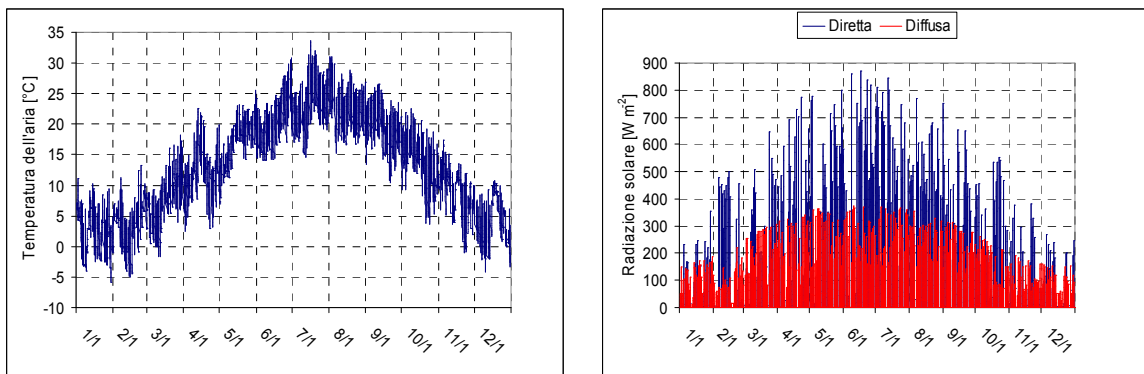


Figura 5.2. Dati relativi a temperatura dell'aria ed irraggiamento solare impiegati nelle simulazioni.

5.3 Strumenti impiegati nell'analisi

La valutazione del fabbisogno energetico ed il calcolo dei parametri che permettono la stima del livello di qualità dell'aria sono consentiti dagli strumenti di simulazione integrata edificio-impianto. Il calcolo delle portate fluenti costituisce un aspetto di primaria importanza per tale tipo di codici, in quanto la ventilazione rappresenta una voce prioritaria dell'accoppiamento termico tra ambiente interno ed esterno.

Tale calcolo è permesso secondo due approcci: il metodo macroscopico e quello microscopico.

Il primo si basa sull'idealizzazione dell'edificio come una rete costituita da una serie di volumi di controllo, di porzione di fluido cioè che si assume siano caratterizzate da un unico valore per temperatura dell'aria e concentrazione di inquinanti per ciascun passo temporale di avanzamento della simulazione. I modelli microscopici richiedono invece che il volume oggetto di indagine venga scomposto in un elevato numero di celle, per ciascuna delle quali si assume l'uniformità nello spazio delle grandezze fisiche di riferimento. Benché i modelli macroscopici descritti in precedenza non siano in grado di fornire informazioni particolari, quali ad esempio, la distribuzione spaziale delle velocità all'interno di un locale, permettono però di essere applicati alla simulazione dell'intero edificio, non richiedendo particolari risorse di tipo computazionale. Ci si riferirà ad essi nel seguito con il termine multi-zone.

CONTAM è un programma multi-zone dedicato allo studio dei problemi legati alla ventilazione e all'analisi della qualità ambientale interna. Il modello di calcolo macroscopico viene implementato tracciando un circuito fatto di nodi, connessi da elementi che costituiscono i dispositivi attraverso i quali può avvenire il flusso dell'aria (porte e finestre, condotti dell'impianto di ventilazione, bocchette di mandata e ripresa). Per ciascuno dei nodi viene imposta la conservazione della massa, implicando l'uguaglianza delle portate totali in ingresso ed in uscita. La portata d'aria che attraversa i dispositivi di cui è composto il circuito è univocamente nota una volta che siano conosciute le pressioni ai due capi dell'elemento e che questo sia stato caratterizzato con una relazione pressione-portata. La condizione di conservazione della massa risulta in un sistema di equazioni non lineari che viene risolto per via numerica ad ogni avanzamento temporale. La soluzione di detto sistema permette di ricavare le portate fluenti all'interno del circuito così assemblato. La concentrazione di inquinanti all'interno di ciascuna zona viene quindi ricavata in base ad un bilancio tra portate entranti ed uscenti ed eventuali generazione o deposizione interne. Nel seguito ci si riferirà all'anidride carbonica come indicatore della qualità dell'aria, data la corrispondenza che può essere ricavata tra questo gas, riconducibile all'attività dell'organismo umano (metabolismo e respirazione), ed altri bio-effluenti odorosi.

L'analisi energetica dell'edificio oggetto dello studio stata eseguita all'interno dell'ambiente TRNSYS. Tale programma incorpora un codice di calcolo dedicato all'analisi dinamica del sistema edificio-impianto. Dato un particolare problema, il software ne permette la suddivisione in sotto-componenti, cui ci si riferisce, adottando la terminologia propria del programma, con il termine “Types”, che interagiscono l'uno con l'altro. Ciascun sotto-componente, e la rispettiva *Type* di riferimento, sono contraddistinti da un unico numero identificativo, indicante anche il particolare problema risolto. La struttura modulare del programma fa si che i vari sotto-componenti siano interconnessi in modo che le informazioni in uscita da uno costituiscano i dati di input per l'altro. Eseguire una simulazione in ambiente TRNSYS significa quindi disegnare la rete in base alla quale avverrà lo scambio di informazioni tra le varie *Types* selezionate.

5.4 Modello di calcolo

L'edificio esaminato è stato considerato come un insieme costituito da tre zone. La Zona 1 fa riferimento agli spazi destinati all'accoglienza di pazienti e congiunti. La Zona 2 raccoglie invece tutti gli ambienti collocati al pian terreno. La Zona 3 rappresenta invece l'ampio atrio centrale. La Zona 1 e 2 sono entrambe di 784 m^3 . La Zona 3 ha invece volume di complessivi 2172 m^3 . La superficie vetrata dell'atrio è di totali 204 m^2 .

Il valore della trasmittanza per le struttura opache verticali è di $0.23 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Per il tetto tale valore è invece di $0.24 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Per le finestre sono stati scelti dei serramenti costituiti da doppi vetri, di cui uno con trattamento superficiale basso-emissivo, tali da garantire una trasmittanza di $1.7 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Il fattore solare risulta di 0.6. Le caratteristiche della superficie vetrata dell'atrio sono invece trasmittanza di $1.8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ e fattore solare pari a 0.63.

Zona 1 risulta climatizzata per l'intera estensione dell'anno: le temperature di regolazione sono rispettivamente 20°C per il riscaldamento invernale e 26°C per il raffrescamento estivo. Zona 2 condivide i medesimi limiti sulle temperature minime e massime consentite, ma l'impianto di climatizzazione segue il periodo di occupazione prevista, dalle 7:00 alle 20:00. L'attenuamento notturno è tale però da mantenere sempre una temperatura non inferiore ai 16°C . Zona 3 è riscaldata durante l'inverno: la climatizzazione estiva invece prevede l'utilizzo della ventilazione naturale e delle schermature solari per il controllo della temperatura.

Nella presentazione dei risultati ci si riferirà con periodo estivo all'arco temporale compreso tra Aprile ed Agosto. Il periodo invernale comprende invece i mesi rimanenti.

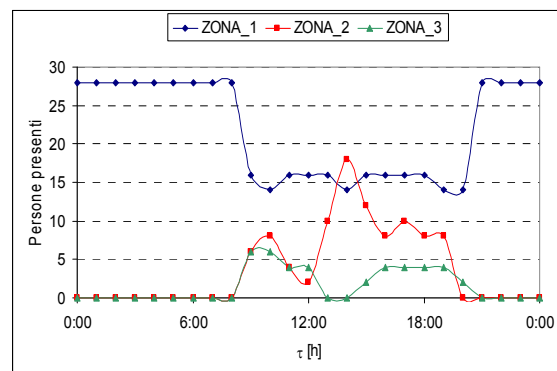


Figura 5.3. Profilo di occupazione previsto per le varie Zone che costituiscono il modello dell'edificio simulato.

5.5 Condizioni al contorno

Il moto naturale dell'aria all'interno degli ambienti occupati trae origine dalla distribuzione delle pressioni all'esterno ed all'interno dell'edificio. Tale distribuzione è funzione dei contributi dovuti all'azione del vento premente sulle facciate della costruzione, alla distribuzione delle temperature ed ai conseguenti gradienti di densità, e, se presente, al sistema di ventilazione meccanica. Benché alla ventilazione naturale venga riconosciuto il merito di essere uno strumento potente per il controllo delle temperature e del livello della qualità dell'aria, per molte applicazioni non è possibile calcolare con sufficiente precisione i fattori che ne determinano il verificarsi. L'effetto camino risulta dal gradiente di densità tra aria più calda ed aria più fresca funzione della distribuzione delle temperature all'interno dell'edificio. Tale distribuzione però è a sua volta funzione dell'entità delle portate fluenti. Il contributo del vento può essere calcolato in termini di coefficienti di pressione, che però risultano di difficile determinazione. In più, la mancanza della possibilità di esercitare un controllo sulle portate circolanti ha fatto sì che fosse deciso di non adottare la ventilazione naturale. La ventilazione ibrida, che combina gli aspetti propri delle tecnica meccanica e naturale, è in grado di soddisfare i gli obiettivi richiesti alla ventilazione, controllo delle temperature e della qualità ambientale, alternando le due modalità in funzione della stagione, del mese e dell'ora del giorno.

Nel presente lavoro, i principi alla base della scelta di come operare il sistema di ventilazione sono stati due. Il primo, quello di fornire a pazienti e congiunti il miglior livello di qualità ambientale possibile. Il secondo, quello di cercare di combinare quest'aspetto con il tentativo di ridurre al minimo il fabbisogno energetico dell'intero edificio, con particolare attenzione all'ampio atrio centrale dati i problemi presentati da ambienti confinati con ampie superfici vetrate.

Il primo punto del processo di ottimizzazione del processo di ventilazione ha riguardato la definizione delle portate necessarie. Ipotizzando un'occupazione massima contemporanea di quattro persone per stanza e tenendo conto di un ambiente interno costituito da materiali da costruzione poco inquinanti, la portata di ventilazione per persona è stata scelta in $55 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, valore coerente con le prescrizioni della norma EN 13779 in merito a locali con qualità ambientale IDA1 (la più elevata). Si è inoltre deciso di fissare il livello massimo consentito all'interno dell'edificio per l'anidride carbonica in 1000 ppm.

Durante la stagione invernale, il sistema si basa sulla ventilazione meccanica. Zona 1 è ventilata continuamente, con una portata massima di progetto di $1540 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. Zona 2 riceve la medesima portata d'aria tra le 7:00 e le 20:00. È stata esclusa la possibilità di operare un ricircolo. La centrale di trattamento aria, con portata complessiva di progetto di $3080 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, è equipaggiata con due recuperatori di calore collocati in serie, in modo tale da garantire un'efficienza del recupero pari all'80%. La portata di rinnovo viene soffiata verso l'atrio centrale e da qui convogliata Zona 1 e Zona 2, con eventuale post-riscaldamento. L'idea di fondo consiste nel voler sfruttare l'aria espulsa dalle zone destinate ai pazienti per la climatizzazione invernale dell'atrio. Per evitare il surriscaldamento dello stesso, il sistema di ventilazione è progettato in modo da bypassare il recupero qualora la temperatura di Zona 3 superi i 21°C .

Durante la stagione estiva, viene adottata la ventilazione naturale. Zona 1 e Zona 2 risultano ventilate meccanicamente con una portata di $1540 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ data dai requisiti sulla qualità ambientale, dalle 7:00 alle 20:00. Durante la notte, è previsto un meccanismo di controllo agente su delle aperture ricavate al piano terreno e nella parte sommitale

dell'atrio. Se la temperatura esterna dell'aria supera i 18°C, e fintanto che la temperatura all'interno dell'edificio non scenda la di sotto di 23°C, è permesso il flusso naturale dell'aria. Per regolare la portata d'aria negli spazi destinati ai pazienti, questi sono stati equipaggiati con dei dispositivi igro-regolabili. Si tratta di bocchette provviste di una membrana sensibile all'umidità relativa che, contraendosi o espandendosi, modifica l'aria di flusso. Lo scopo di tali dispositivi all'interno del progetto esposto è quello di consentire il flusso dell'aria dall'atrio verso le camere occupate dai pazienti, non permettendo invece il moto nel verso opposto. Ogni stanza è anche dotata di un rilevatore di anidride carbonica, in modo che, se la concentrazione totale risulti superiore ai 1000 ppm, venga attivato il sistema di ventilazione meccanica.

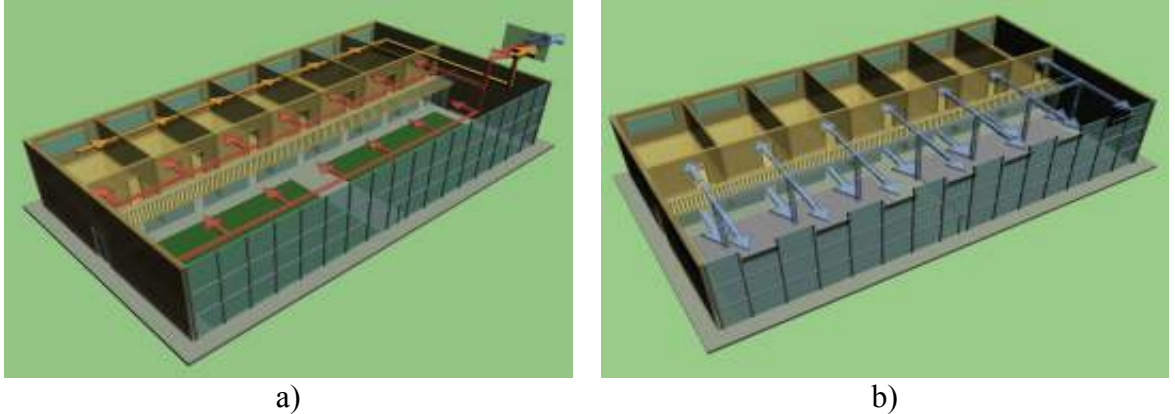


Figura 5.4. Rappresentazione schematica del funzionamento invernale (a) ed estivo (b).

CONTAM non è dotato di sensori in grado di riportare direttamente il valore dell'umidità relativa. E' stato quindi necessario incorporare l'algoritmo che segue all'interno della logica di controllo del programma. Sia x l'umidità specifica. Essa è calcolata in base alla relazione:

$$x = \frac{MF_{H_2O}}{(1 - MF_{H_2O})} \quad (5.1)$$

dove MF_{H_2O} rappresenta la frazione di massa del vapor d'acqua. L'umidità relativa può quindi essere riscritta come:

$$x = 0.622 \frac{\varphi \cdot p_{sat}}{(p_0 - p_{sat} \cdot \varphi)} \rightarrow \varphi = \frac{MF_{H_2O} \cdot p_0}{p_{sat} \cdot (0.622 + 0.378 \cdot MF_{H_2O})} \quad (5.2)$$

dove p_0 è la pressione ambiente e p_{sat} invece indica la pressione di saturazione del vapor d'acqua. La vapore di saturazione varia in funzione della temperatura secondo la relazione:

$$p_{sat} = e^{\left(77.345 + 0.0057 \cdot T - \frac{7235}{T}\right)} \cdot T^{-8.2} \quad (5.3)$$

dove T rappresenta la temperatura assoluta dell'aria. Dato che la funzione esponenziale non è ancora implementata nel linguaggio di CONTAM, la relazione che esprime la pressione di saturazione è stata approssimata secondo la scrittura:

$$P_{sat} = 0.0502 \cdot t^3 + 0.9325 \cdot t^2 + 47.5660 \cdot t + 605.1 \quad (5.4)$$

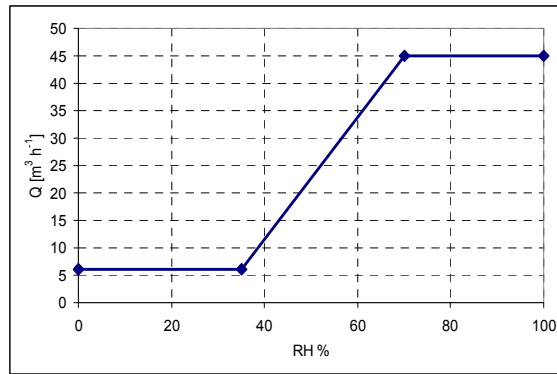


Figura 5.5. Relazione umidità relativa – portata volumetrica per il dispositivo di immissione dell’aria modellizzato.

5.6 Risultati

Uno degli aspetti più particolari del lavoro ha riguardato l’integrazione dei codici di calcolo TRNSYS e CONTAM. Una volta che la rete aeraulica che compone l’edificio sia stata assemblata in base alla suddivisione degli ambienti interni in zone, e che siano stati introdotti nel modello tutti i dispositivi attraverso i quali può avvenire il flusso dell’aria, la portata per ciascun ramo del circuito è funzione della differenza di pressione disponibile ai suoi capi. Nel presente lavoro si è deciso di trascurare il contributo del vento; ne segue che la distribuzione delle pressioni all’interno dell’edificio simulato è ascrivibile al solo effetto camino ed, eventualmente, all’impianto di ventilazione. L’effetto camino risulta dal gradiente di densità che risulta dalla stratificazione delle temperature. Tale fenomeno a sua volta dipende dalla quantità totale di aria fluente all’interno dell’edificio. Trasmissione del calore e fenomeno ventilativo sono cioè interdipendenti.

L’accoppiamento dei modelli di calcolo destinati alla simulazione del sistema edificio-impianto a quelli destinati alla previsione delle portate fluenti naturalmente può avvenire secondo due modalità. Secondo il primo approccio (noto come “*ping-pong approach*”) il calcolo delle temperature e delle portate avviene in base alle informazioni rese disponibili dal passo temporale di simulazione precedente. Secondo la tecnica impiegata nel presente lavoro (nota come “*onion approach*”), per ciascun passo temporale avviene lo scambio di informazioni tra i modelli energetico ed aeraulico sino al raggiungimento di una determinata tolleranza. Tale tolleranza è stata identificata in una variazione delle temperature di ciascuna zona non superiore a 0.01 K.

Le Figure 5.6-8 riportano il profilo annuale delle temperature per ciascuna delle tre zone in cui è stato organizzato il modello dell’edificio. Viene raffigurato anche l’andamento giornaliero di anidride carbonica data la modalità di ventilazione ibrida proposta (HYBR) confrontata ad un sistema di ventilazione puramente meccanico (MECH).

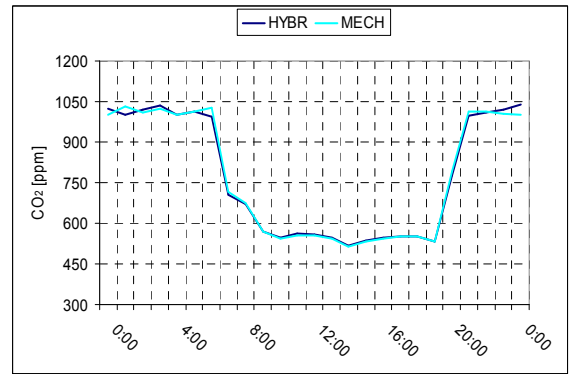
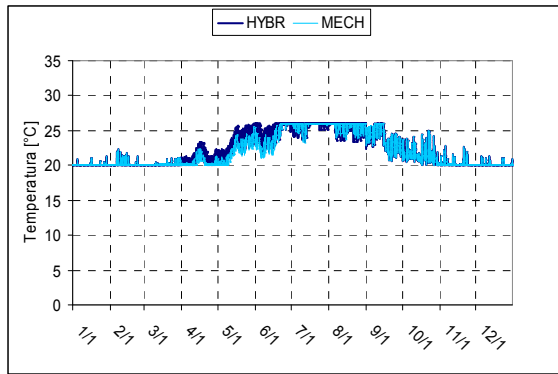


Figura 5.6. Profilo annuale delle temperature e andamento giornaliero della concentrazione di CO₂ per Zona 1 date le due modalità di ventilazione ipotizzate.

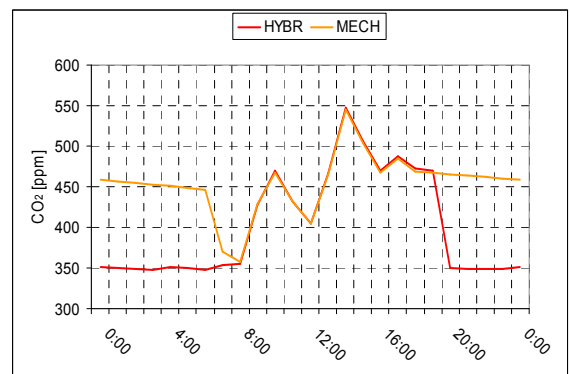
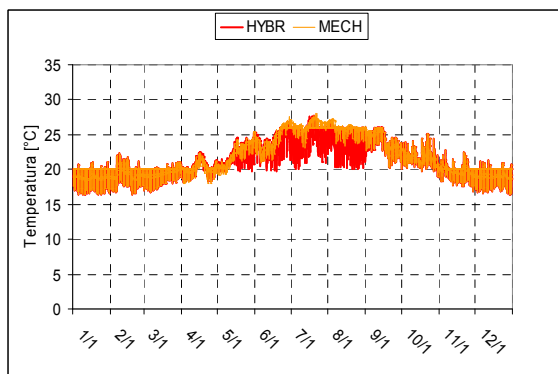


Figura 5.7. Profilo annuale delle temperature e andamento giornaliero della concentrazione di CO₂ per Zona 2 date le due modalità di ventilazione ipotizzate.

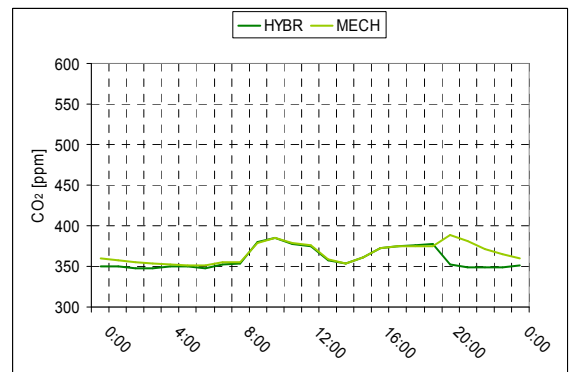
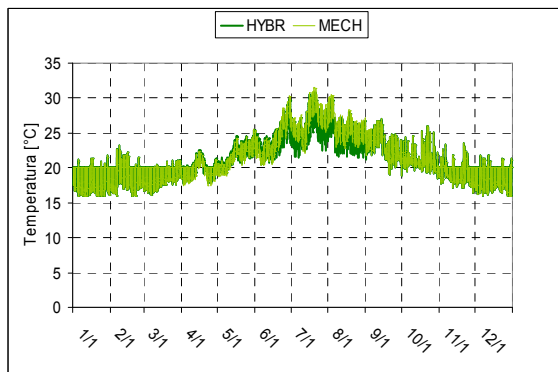


Figura 5.8. Profilo annuale delle temperature e andamento giornaliero della concentrazione di CO₂ per Zona 3 date le due modalità di ventilazione ipotizzate.

Le Figure 5.9 – a e 5.9 – b riassumono invece i consumi energetici per l'intera struttura, riferendosi sempre alla modalità di ventilazione ibrida adottata (HYBR) e confrontandola con un sistema puramente meccanico di ventilazione (MECH).

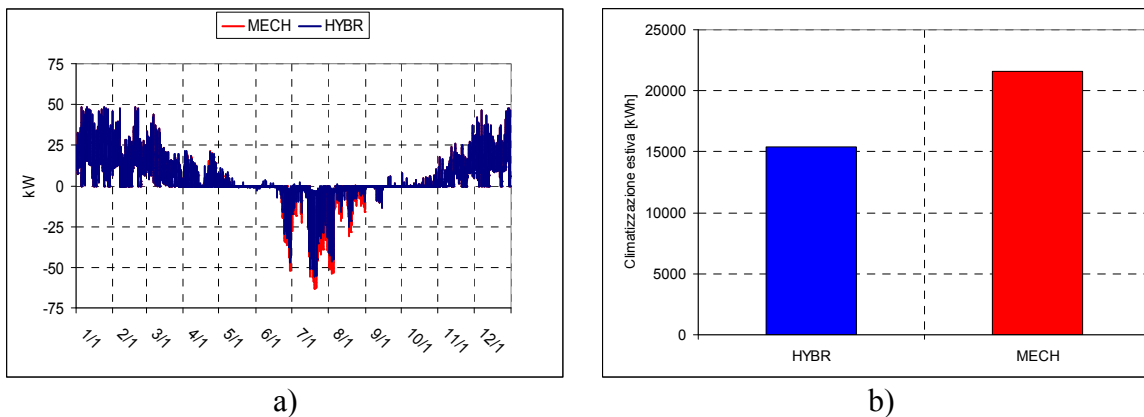


Figura 5.9. Fabbisogno annuale dell'intera struttura (a) e consumi legati alla climatizzazione estiva (b) date le due modalità di ventilazione ipotizzate.

5.7 Conclusioni

L'analisi svolta ha dimostrato come sia possibile ottenere un'ottima qualità ambientale senza compromettere il rendimento energetico generale di un edificio. Durante la stagione invernale, la modalità di ventilazione descritta permette di ridurre il fabbisogno legato al riscaldamento dell'atrio. Il funzionamento estivo sottolinea invece l'importanza dell'integrazione progettuale tra aspetti tecnologici ed architettonici. Ombreggiatura esterna dell'atrio e ventilazione naturale sono state dimostrate in grado di contenere la temperatura dello stesso anche in assenza di un sistema di climatizzazione dedicato. Il lavoro svolto ha anche riguardato la modellazione di particolari dispositivi dedicati alla regolazione delle portate fluenti nel caso di ventilazione naturale, con particolare riferimento alla capacità di mantenere di una buona qualità ambientale: data la modalità di funzionamento descritta, la ventilazione naturale è risultata capace di soddisfare il limite di 1000 ppm imposto alla concentrazione di anidride carbonica per circa un quarto dell'intero periodo estivo.

Bibliografia

- CEN, 2004. EN 13779 Ventilation for non residential buildings – Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems.
- Fehrm M. Et al. 2002. Exhaust air heat recovery in buildings. *International Journal of Refrigeration*, 25, pp.439-449.
- Heiselberg P., 2002. Principles of hybrid ventilation. Aalborg: Hybrid ventilation Centre, Aalborg University, Denmark.
- Hensen J., 1995. Modeling coupled heat and air flow: ping-pong vs onions. In: *Proceedings of the 16th AIVC Conference*, Palm Springs, pp. 253-262.
- Lorenzetti D.M., 2002. Computational aspects of nodal multi-zone airflow systems. *Building and Environment*, 37, pp.1083-1090.
- Klein S.A. et al., 2002. TRNSYS Manual, University of Wisconsin (USA).
- McDowell T.P. et al., 2003. Integration of airflow and energy simulation using CONTAM and TRNSYS, *ASHRAE Transactions*, Vol. 109, Part 2.
- Mazzarella L., 1997. Dati climatici orari G. De Giorgio per 67 località italiane. Politecnico di Milano, (Italy).

- Persily A.K., 1996. The relationship between indoor air quality and carbon dioxide, In: Proceedings of the 7th International Conference on Indoor Air Quality and Climate – Indoor Air '96, Nagoya, Vol. 2, pp. 961-966.
- Santamouris M. and Wouters P., 2006. Building ventilation – The state of the art, AIVC, 313 pages.
- Turner W. and Awbi H., 2007. Hybrid ventilation for cooling applications, In: Proceedings of the 10th International Conference on Air Distribution in Rooms - Roomvent 2007, Helsinki.
- Walton G.N. and Stuart Dols W., 2006. CONTAM 2.4b User Guide and program Documentation, NISTIR 7251, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg (USA).

6. Confronto energetico tra diverse modalità di ventilazione: ventilazione naturale, ventilazione meccanica con recupero di calore sull'aria espulsa e ventilazione accoppiata a terreno

6.1 Introduzione

Una ventilazione efficiente è un punto fondamentale in un approccio alla progettazione degli ambienti confinati che sappia coniugare la necessità di limitare l'impatto ambientale alla capacità di fornire alle persone presenti un ambiente interno sano e confortevole. E' chiara quindi l'influenza della scelta della tecnica di ventilazione più adatta sul rendimento generale dell'edificio. I requisiti microclimatici richiesti agli ambienti interni stanno diventando sempre più rigidi. L'energia legata alla climatizzazione dell'aria ha aumentato l'interesse verso tecniche "passive" che consentano il recupero di calore durante l'inverno ed un pre-raffrescamento durante l'estate. Durante la stagione di riscaldamento, l'aria da espellere si trova ad una temperatura superiore rispetto a quella ambiente. Tale differenza di temperatura può venire sfruttata da una serie di scambiatori di calore noti come recuperatori. La ventilazione viene definita come naturale se non vi è consumo di energia legato all'impiego di ventilatori per la movimentazione delle masse d'aria. La ventilazione naturale è il risultato di due fenomeni promotori: il gradiente di densità che risulta da differenze di temperatura e l'azione del vento premente sulle facciate di un edificio. L'impossibilità pratica di realizzare un effettivo controllo sulle portate fluenti e l'imprevedibilità legata alla natura stocastica dei due fenomeni promotori rappresentano gli ostacoli principali all'applicazione della ventilazione naturale. Inoltre, il recupero di calore non è praticabile con tecniche di ventilazione passive in quanto le perdite di carico indotte dall'attraversamento dello scambiatore di calore risultano troppo elevate rispetto ai salti di pressione disponibili. La ventilazione accoppiata a terreno consiste nel convogliare l'aria attraverso un sistema di condotti interrati. Tale tecnica di ventilazione rappresenta una risposta globale alle esigenze di climatizzazione. Infatti, come conseguenza dell'inerzia termica del terreno, la temperatura del suolo risulta più elevata di quella dell'aria durante l'inverno, essendo invece, al contrario, più bassa durante l'estate. Ne segue come sia possibile pre-riscaldare l'aria durante la stagione fredda, procedendo invece ad un suo pre-raffrescamento durante l'estate.



Figura 6.1. Posa in opera di uno scambiatore aria terreno.

Le tre modalità di ventilazione sono state oggetto di numerosi lavori. Inoltre, numerosi codici di calcolo sono disponibili per la modellazione delle stesse. L'analisi comparativa risulta però carente. Nel seguito ci si propone di confrontare le tre diverse

strategie di ventilazione partendo dall'analisi dei risultati prodotti da un modello numerico. I dati di input sono stati ricavati in base ad una revisione della letteratura tecnica specifica. L'analisi è stata condotta parametrizzando il confronto in funzione delle caratteristiche dell'involucro edilizio, della destinazione d'uso dell'edificio simulato e della modalità di gestione dello stesso. I dati climatici cui viene riferito lo studio sono quelli disponibili per cinque località scelte come rappresentative delle varie condizioni climatiche italiane e mediterranee.

6.2 Modello di calcolo

L'esposizione dei dati d'ingresso al modello di calcolo intende seguire le raccomandazioni della Norma Europea EN 15265. L'analisi numerica è stata riferita a cinque località Italiane e Mediterranee presentate in Tabella 6.1.

Tabella 6.1. Località impiegate per le simulazioni energetiche e condizioni climatiche di riferimento.

Città	GG riscaldamento <small>(t_{base}=18°C)</small>	GG raffrescamento <small>(t_{base}=18°C)</small>
Venezia	2262	526
Roma	1444	649
Palermo	724	1022
Atene	1112	1076
Tunisi	831	1124

Le dimensioni dell'edificio cui i calcoli sono stati riferiti sono state 15 m × 8 m × 3 m. La superficie trasparente complessiva è stata di 12 m² ripartita nel modo che segue: 10 m² a Sud, 5 m² ad Ovest e 5 m² ad Est. Non è stato ipotizzato alcun dispositivo di ombreggiamento. Sono state considerate due modalità di realizzazione dell'involucro edilizio. Nel seguito ci si riferirà ad esse con CASO 1 e CASO 2 rispettivamente. Le caratteristiche delle strutture edilizie impiegate sono riassunte in Tabella 6.2.

Tabella 6.2. Trasmittanza delle varie strutture edilizie per le due diverse modalità di realizzazione dell'involucro edilizio considerate nell'analisi. I valori riportati sono espressi in W m⁻² K⁻¹.

	CASO 1	CASO 2
Pareti disperdenti	1.15	0.33
Pavimento	0.6	0.32
Tetto	0.7	0.32
Superfici trasparenti	2.5	1.5

Il modello energetico impiegato nelle simulazioni è stato realizzato in ambiente TRNSYS, un codice di calcolo che consente l'analisi dinamica del sistema edificio-impianto. Tale analisi viene suddivisa in una serie di componenti minori, chiamate nel linguaggio proprio del programma "Types", in grado di interagire l'una con l'altra in base alla rete di flusso delle informazioni definita dall'utente. La struttura modulare di TRNSYS si è rivelata particolarmente utile nell'implementazione delle modalità di controllo delle operazioni di ventilazione, come verrà descritto nel seguito.

Il calcolo delle portate di ventilazione è stato effettuato con CONTAM, un codice multi-zone che consente la modellazione dei fenomeni di ventilazione naturale. I programmi multi-zone rappresentano l'edificio oggetto di studio come un circuito di zone connesse da una serie di dispositivi attraverso i quali può avvenire il flusso dell'aria. Le portate fluenti in ciascun ramo del circuito sono funzione delle pressioni di riferimento delle

zone messe in comunicazione e della relazione pressione-portata che caratterizza il singolo dispositivo di flusso.

La distribuzione annuale delle temperature del terreno è risultata essere uno dei dati di ingresso più importanti. Una accurata modellazione della stessa risulta difficoltosa perché i parametri fisici (conducibilità, densità, calore specifico) da cui essa dipende non sono, in genere, noti. La temperatura del suolo è stata calcolata come essere una funzione della profondità (z) e del periodo dell'anno (t_{year}) secondo l'espressione proposta da (Kusuda, 1983) e riportata qui di seguito:

$$T(z, t_{year}) = T_{mean} - T_{amp} \cdot e^{\left(\frac{\pi}{365 \cdot \alpha_s}\right)^{0.5} \cdot z} \cdot \cos\left\{\frac{2\pi}{365}\left[t_{year} - t_{shift} - \frac{z}{2}\left(\frac{365}{\pi \cdot \alpha_s}\right)^{0.5}\right]\right\} \quad (6.1)$$

Nella relazione scritta, T_{mean} rappresenta il valore medio della temperatura superficiale del terreno. Per ciascuna delle località considerate, tale valore è stato considerato essere pari al valore medio annuale relativo alle temperature dell'aria. T_{amp} rappresenta l'ampiezza della variazione annuale della temperatura superficiale del suolo. T_{shift} rappresenta invece lo scostamento, in giorni, tra l'inizio dell'anno ed il giorno in corrispondenza del quale si registra il minimo valore per la temperatura del suolo. L'accuratezza della previsione delle temperature del terreno risulta essere fortemente dipendente dai valori di ingresso relativi alle caratteristiche del terreno.

Nell'analisi svolta, i valori ottenuti impiegando la relazione riportata sono stati valutati facendo riferimento ai dati resi disponibili dai file meteo ASHRAE IWEC. L'aggiustamento delle caratteristiche fisiche del terreno è stato continuato fino al raggiungimento di una precisione di ± 1 °C.

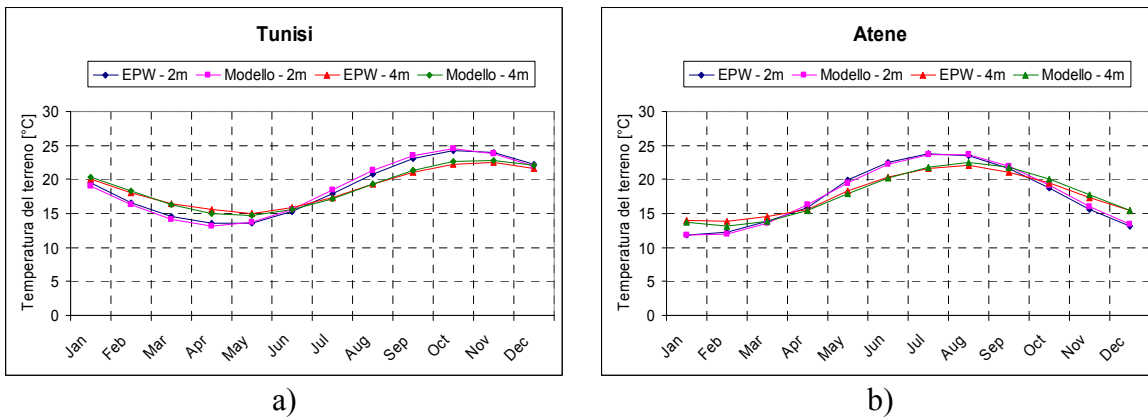


Figura 6.2. Distribuzione calcolata e dati di riferimento per le temperature del terreno per due delle cinque località considerate: a) Tunisi; b) Atene.

Altra caratteristica fondamentale nella modellazione di un sistema di ventilazione accoppiato al terreno consiste nel calcolo del coefficiente globale di scambio termico, h ($W m^2 K^{-1}$). Tale coefficiente risulta essere funzione della velocità dell'aria all'interno del condotto e della differenza di temperatura esistente tra questa e le superfici dei tubi. Nell'analisi svolta, per il calcolo di detto coefficiente sono state impiegate le relazioni che seguono:

$$h = \frac{k}{D} 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6.2)$$

$$h = \frac{k}{D} 0.0214 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \quad (6.3)$$

$$h = \frac{k}{D} 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (6.4)$$

$$h = \frac{k}{D} \frac{(Re-1000) Pr \xi / 8}{1 + 12.7 \sqrt{\xi / 8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (6.5)$$

La configurazione dello scambiatore aria terreno e le caratteristiche del fluido aria impiegate nel calcolo del coefficiente di scambio termico globale sono riassunte in Tabella 6.3.

Tabella 6.3. caratteristiche del sistema di ventilazione accoppiato al terreno adottato nell'analisi svolta e proprietà del fluido aria impiegate.

Diametro del condotto	0.2 m
Lunghezza del condotto	30 m
Portata di ventilazione	180 m ³ h ⁻¹
Conducibilità dell'aria	0.0245 W m ⁻¹ K ⁻¹
Viscosità dell'aria	1.8 10 ⁻⁵ kg m ⁻¹ s ⁻¹
Calore specifico dell'aria	1006.43 J kg ⁻¹ K ⁻¹

Tutte le relazioni impiegate sono risultate in valori molto simili. La media tra questi, pari a circa 7 W m⁻² K⁻¹, è stata impiegata nel corso delle simulazioni. Il numero di Nusselt risultante dalla relazioni riportate è stato impiegato per valutare l'efficacia della trasmissione del calore per mezzo del termine dimensionale NTU (Numero di Unità di Trasporto). Tale termine è stato calcolato in base alla relazione:

$$\frac{NTU}{L} = Nu \pi \frac{k_{air}}{c_{p,air} \rho_{air}} \frac{I}{\dot{V}} \quad (6.6)$$

dove \dot{V} rappresenta la portata volumetrica in m³ s⁻¹. Data la configurazione del sistema adottata, l'espressione riportata è risultata pari a 0.07, valore in buona accordo con quanto attestato in (Pfaferott, 2002).

Il flusso di calore tra aria fluente nello scambiatore e terreno circostante viene calcolato quindi secondo la relazione:

$$q = h (T_{air} - T_{ground}) \quad (6.7)$$

Nella modalità proposta vengono quindi trascurate le resistenze termiche dovute alle pareti dello scambiatore ed al terreno circostante, che si ritiene trovarsi alla rispettiva temperatura indisturbata. Quest'ultimo termine non compare neanche nel metodo proposto nell'Annex A della norma EN 15241. Inoltre, l'obiettivo della presente analisi vuole essere quello di confrontare l'efficacia di diverse strategie di ventilazione. Si è quindi ritenuta come conservativa nel non sottostimare il contributo della ventilazione accoppiata a terreno l'ipotesi di non inserire nel modello di calcolo adottato le due resistenze elencate.

6.3 Risultati

Si è supposto che l'edificio di riferimento sia climatizzato per l'intero corso dell'anno. Si è ipotizzata inoltre la presenza continua di persone al suo interno. Nel seguito, ci si riferirà a questi due aspetti con il termine "uso residenziale". Al sistema di climatizzazione viene richiesto di mantenere una temperatura minima di 20°C durante la stagione di riscaldamento. Durante il periodo estivo, la temperatura massima consentita è di 26°C. La portata di ventilazione è tale da garantire un ricambio orario di 0.5 h⁻¹. Gli apporti interni di calore sono stati valutati in base alla relazione che segue:

$$\text{Carichi Interni [W m}^{-2}] = 6.25 - 0.02 \times S, \quad (6.8)$$

dove S rappresenta la superficie in pianta (m^2) dell'edificio considerato. L'espressione riportata risulta in un carico interno di 3.8 W m^{-2} . La Figura 6.3-a riporta il fabbisogno lato-edificio legato al riscaldamento per le cinque località considerate. Le caratteristiche dell'involucro edilizio sono quelle cui ci si era riferito con il termine CASO 1. La Figura 6.3-b riporta invece le differenze percentuali rispetto ad un caso base (Base) di riferimento per il quale la portata di ventilazione è resa disponibile alle condizioni esterne, date le due diverse profondità considerate del sistema accoppiato al terreno.

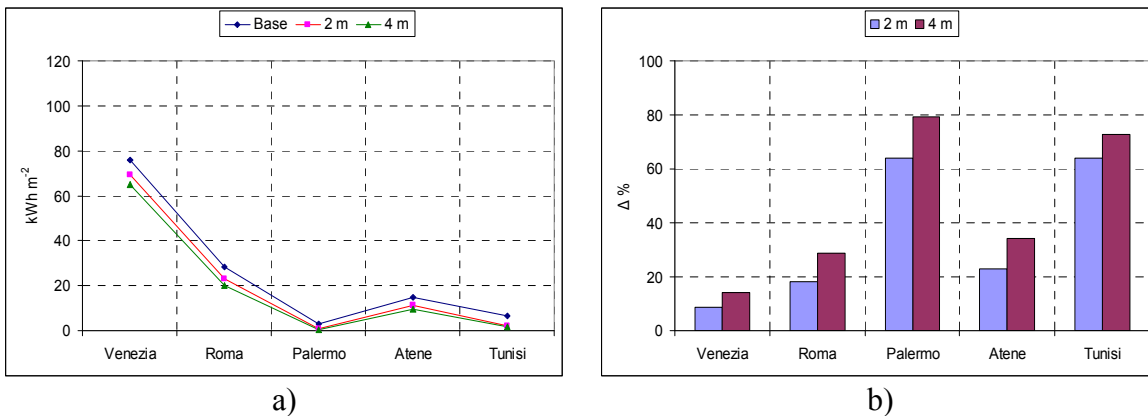


Figura 6.3. Consumo specifico legato al riscaldamento date le cinque località considerate nel presente studio. Gli istogrammi si riferiscono al confronto tra ventilazione accoppiata al terreno e ventilazione con aria esterna. Le caratteristiche dell'involucro edilizio sono quelle cui ci si è riferiti con CASO 1.

Dai risultati si nota come, per edifici poco isolati e all'aumentare del fabbisogno energetico legato al riscaldamento, risulta meno evidente il vantaggio della ventilazione accoppiata al terreno. Tale vantaggio risulta più chiaro passando a considerare le caratteristiche dell'involucro cui ci si è riferiti con CASO 2.

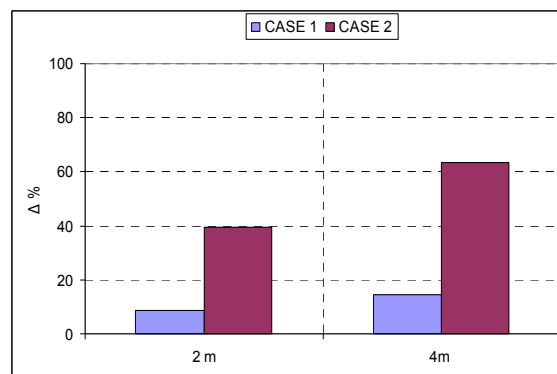


Figura 6.4. Differenza percentuale tra i consumi specifici legati al riscaldamento invernale date le due diverse modalità di realizzazione dell'involucro edilizio considerate. Zona climatica di riferimento: Venezia

L'efficienza del recuperatore di calore è stata ipotizzata pari a 0.65. La ventilazione con recupero di calore sull'aria espulsa è risultata essere la strategia di ventilazione migliore per la riduzione del fabbisogno legato al riscaldamento invernale.

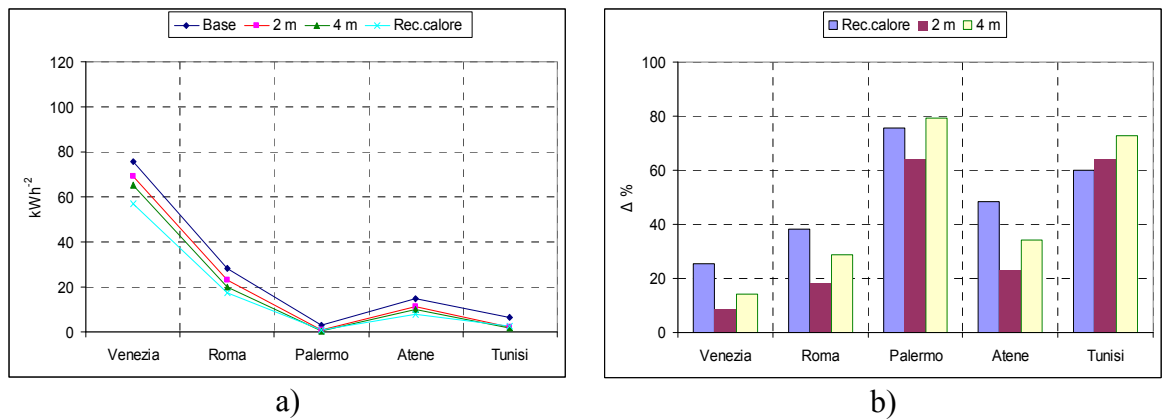


Figura 6.5. Consumo specifico legato al riscaldamento date le cinque località considerate nel presente studio. Gli istogrammi si riferiscono al confronto tra ventilazione accoppiata a terreno e ventilazione con recupero di calore sull'aria espulsa, rispetto al caso di riferimento con ventilazione con aria esterna. Le caratteristiche dell'involucro edilizio sono quelle cui ci si è riferiti con CASO 1.

Il fabbisogno legato al raffrescamento estivo sono riportati in Figura 2.5 – a. Le caratteristiche dell'involucro edilizio sono quelle cui ci si è riferito con il termine CASO 2. La Figura 2.5 – b riporta invece la differenza percentuale delle due diverse profondità di interramento considerate rispetto al caso base di riferimento descritto in precedenza.

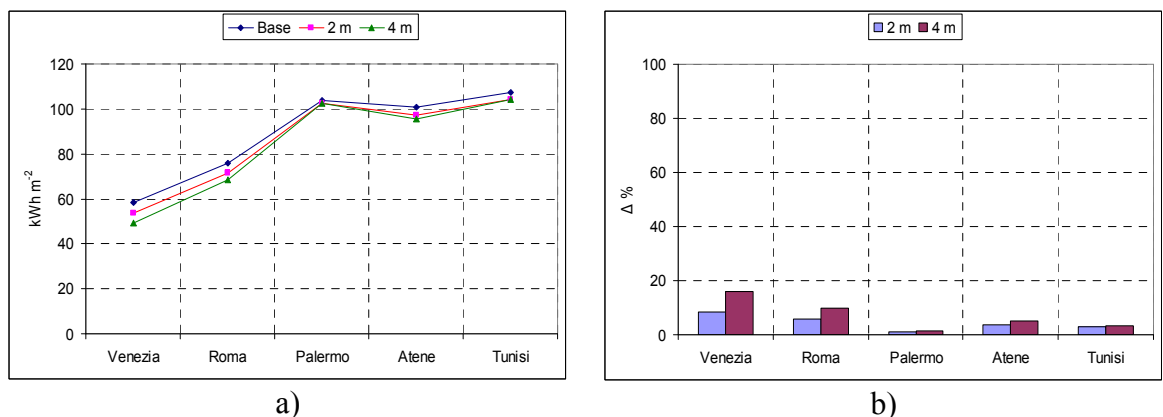


Figura 6.6. Consumo specifico legato al raffrescamento estivo date le cinque località considerate nel presente studio. Gli istogrammi si riferiscono al confronto tra ventilazione accoppiata al terreno e ventilazione con aria esterna. Le caratteristiche dell'involucro edilizio sono quelle cui ci si è riferiti con CASO 2.

Si può notare come i risultati relativi alle due condizioni climatiche più calde, Palermo e Tunisi, siano piuttosto esigui. Dapprima si è ricercata la causa di tale comportamento nell'impostazione dell'occupazione prevista per l'edificio di riferimento e nella definizione degli apporti gratuiti. Si è proceduto quindi a regolare riscaldamento, raffrescamento e ventilazione in modo coerente con quanto previsto da un uso ufficio dello stesso. I limiti riportati (rispettivamente 20°C e 26°C come temperature minime e massime consentite) sono stati fatti valere dalle 8:00 alle 18:00, dal Lunedì al Venerdì. Sabato e Domenica sono stati considerati come giorni liberi. Lo stesso funzionamento è stato previsto per il sistema di ventilazione. Gli apporti interni di calore sono stati fatti portati a 16.1 W m⁻², valore che, secondo quanto riportato in (), corrisponde ad un ufficio con carico "medio/pesante". I carichi interni sono stati variare secondo la medesima variabilità imposta al sistema di climatizzazione. Le caratteristiche dell'involucro edilizio sono quelle descritte in riferimento alle condizioni CASO 2. I risultati relativi all'adozione della ventilazione accoppiata al terreno date le condizioni a contorno ipotizzate sono riportati nelle Figure 6.7 – a (Palermo) e 6.7 – b (Tunisi):

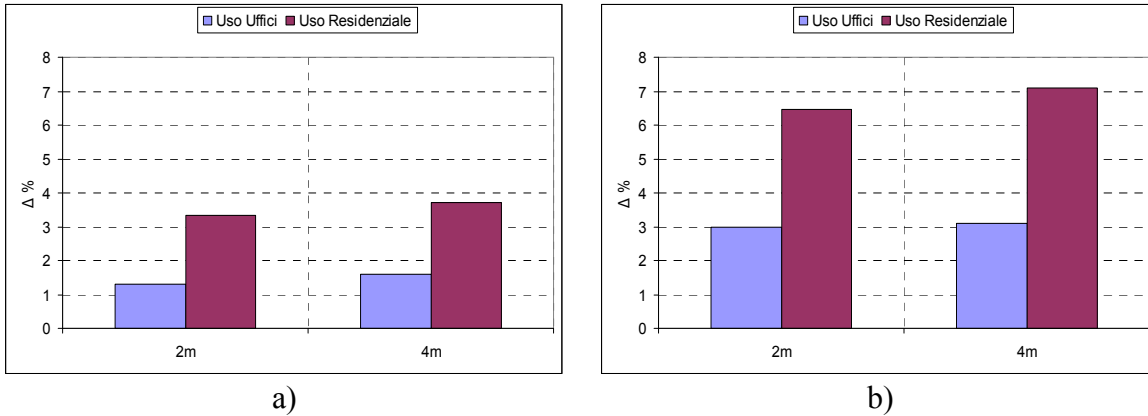


Figura 6.7. Confronto tra i risparmi energetici ottenibili con ventilazione accoppiata a terreno in funzione della profondità di interrimento dei tubi e date due diverse destinazioni d'uso dell'edificio di riferimento. Il paragone è riferito, per entrambi i casi, a ventilazione con aria esterna con gestione diversa a seconda della destinazione d'uso considerata.

Benché i risultati mostrino come i benefici legato all'impiego della ventilazione accoppiata al terreno siano duplicati rispetto al caso precedentemente trattato, questi rimangono comunque quantificabili in un risparmio inferiore al 10%. La Figura 6.8 mostra come per edifici ben isolati e collocati in zone climatiche calde, la necessità del raffrescamento si estenda a praticamente l'intero anno. Va inoltre tenuto presente come la ventilazione naturale consenta ricambi orari ben superiori al 0.5 h^{-1} ipotizzato. Ne segue come possa risultare più proficuo l'impiego dell'aria esterna, quando questa si trovi a condizioni di temperatura opportune.

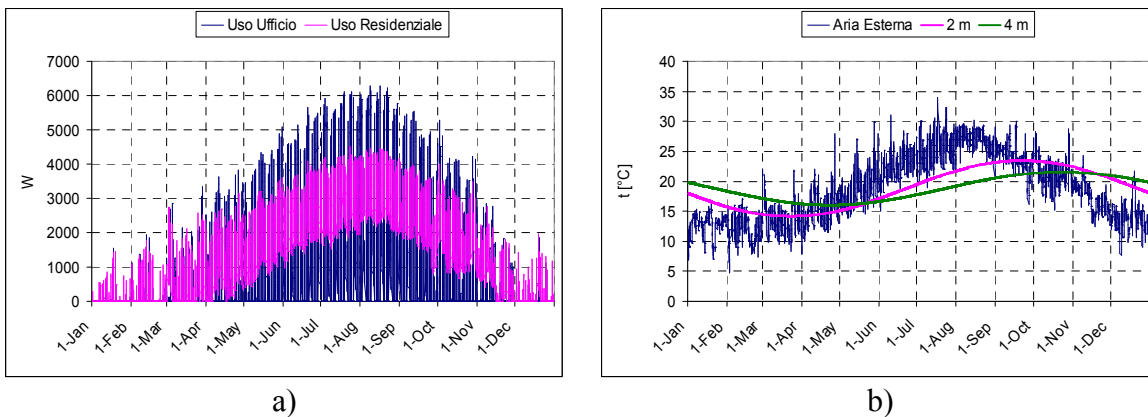


Figura 6.8. Profilo di carico dovuto al raffrescamento (a) e distribuzione annuale delle temperatura esterna e delle temperature di uscita dallo scambiatore a terreno (b), date le due profondità di interrimento considerate. Condizioni climatiche di riferimento: Palermo.

Nel caso di ricorso alla ventilazione naturale, si è supposto l'impiego di un sistema automatico di regolazione delle aperture, data la necessità di raggiungere un compromesso tra le esigenze di climatizzazione e quelle di benessere. Il risparmio conseguibile grazie all'impiego di tale tecnica di ventilazione è stato valutato con riferimento a due modalità di gestione delle aperture. Come condizione necessaria all'impiego della ventilazione naturale si è assunto che l'aria esterna si dovesse trovare a temperatura superiore ai 18°C . L'abbassamento consentito alla temperatura interna è stato tale da assicurare che questa non scendesse mai al di sotto dei 22°C . È stata valutata dapprima la sola ventilazioni notturna, con apertura dei dispositivi di flusso tra le 22:00 e le 5:00 (Figura 6.9 – a). Quindi, si è deciso di calcolare il risparmio ottenibile estendendo la ventilazione naturale all'intera giornata, sempre che l'aria esterna si

trovasse a temperatura inferiore ai 26°C (Figura 6.9 – b). Il confronto è riferito alle condizioni climatiche di Palermo, con involucro edilizio secondo le caratteristiche proprie della situazione definita con CASO 2. La destinazione d'uso dell'edificio cui si riferiscono i risultati è quella definita in precedenza come “Uso residenziale”.

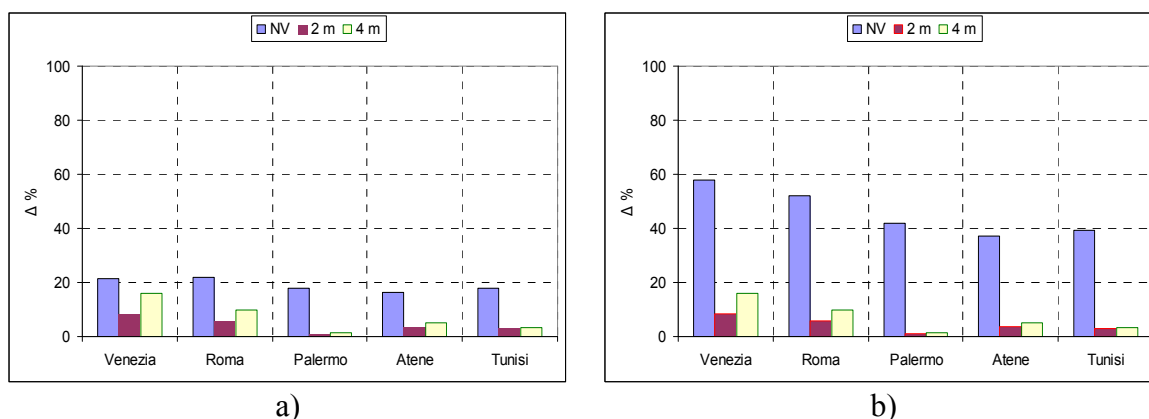


Figura 6.9. Risparmi conseguibili con il ricorso alla ventilazione naturale date le cinque località considerate nel presente studio e le due diverse modalità di gestione delle aperture. Il confronto è riferito a ventilazione con aria esterna a portata fissata. Le caratteristiche dell'involucro edilizio sono quelle cui ci si è riferiti con CASO 2.

6.4 Conclusioni

L'analisi svolta ha riguardato la valutazione delle prestazioni energetiche di tre differenti strategie di ventilazione. Ciascuna di queste è stata considerata in modo indipendente rispetto alle altre. E' possibile concludere che il raggiungimento dell'obiettivo di una climatizzazione completamente “passiva”, se effettivamente possibile, richiede un accurato sistema di controllo del sistema di ventilazione. Caratteristiche dell'involucro edilizio, destinazione d'uso e modalità di gestione dell'edificio sono parametri che devono essere considerati. Certamente, il recupero di calore sull'aria espulsa costituisce un modo molto efficiente per ridurre il fabbisogno legato al riscaldamento invernale. E' altrettanto vero però che, all'aumentare dell'isolamento dell'edificio e degli apporti di calore interni, al diminuire delle necessità di riscaldamento dell'edificio, ne decresce l'importanza per diventare invece sempre più urgente il problema del raffrescamento estivo. Tale fenomeno è particolarmente evidente date le condizioni climatiche delle località prese in esame nel corso dell'analisi svolta.

I risultati delle simulazioni evidenziano anche l'importanza dello sfruttamento delle capacità di raffrescamento gratuito permesse dall'adozione della ventilazione naturale o della ventilazione accoppiata a terreno. La ventilazione naturale richiede un sistema di controllo tale da poter sfruttare al meglio le condizioni climatiche esterne. Tale sistema di controllo deve inoltre evitare il verificarsi di situazioni di discomfort dovute ad un abbassamento eccessivo delle temperature interne.

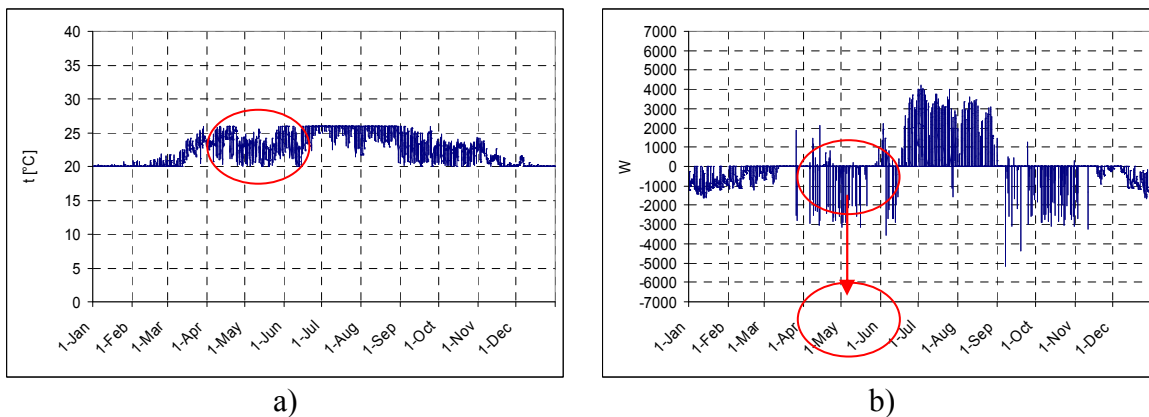


Figura 6.10. Distribuzione annuale delle temperature interne (a) e dei fabbisogni (b) (il carico dovuto al riscaldamento è negativo, quello dovuto al raffrescamento è positivo). I dati climatici di riferimento sono quelli di Venezia. Le prestazioni della ventilazione naturale dipendono fortemente dall'algoritmo di controllo della stessa. Nel caso riportato in Figura il limite minimo sull'aria esterna è stato abbassato da 18°C a 16°C. Se non applicata correttamente, la ventilazione naturale può causare problemi dovuti ad un abbassamento eccessivo della temperatura.

La ventilazione naturale deve inoltre poter essere assistita qualora gli eventi che ne sono promotori risultino non disponibili, oppure non impiegabili date le caratteristiche dell'ambiente esterno. Dato il verificarsi delle condizioni riportate, la ventilazione accoppiata al terreno rappresenta un'ottima opportunità di accoppiamento.

Bibliografia

- Allard, F. 1998. Natural ventilation in buildings, James & James.
- ASHRAE. 2005. Fundamental Handbook: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- CEN, EN 15265 2007, Thermal performance of buildings – Calculation of energy use for space heating and cooling – General criteria and validation procedures, Brussels: European Committee for Standardization.
- CEN, EN 15241_2007, Ventilation for buildings — Calculation methods for energy losses due to ventilation and infiltration in commercial buildings, Brussels: European Committee for Standardization.
- CTI, R 03/3-2003, Prestazioni energetiche degli edifici. Climatizzazione invernale e preparazione acqua calda sanitaria per usi igienico-sanitari, Milan: Comitato Termotecnico Italiano.
- De Paepe, M, and Janssens A. 2003. Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers. *Energy and Buildings*, 35, pp.389-397.
- Fehrm, M, Reiners, W, and Ungemach, M. 2002. Exhaust air heat recovery in buildings. *International Journal of Refrigeration*, 25, pp.439-449.
- Klein, SA Beckman, WA, Mitchel, JW et al., 2002. TRNSYS Manual, University of Wisconsin.
- Kusuda, TO and Bean, W. 1983. Annual variation of temperature field and heat transfer under heated ground surface, slab-on grade floor heat loss calculation. Building Science Services 156, Gaithersburg, MD, National Bureau of Standards.
- Mihalakakou, G, Santamouris M, Asimakopoulos, D, et al. 1995. Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications, *Solar Energy* 55, pp. 163-173.
- Omer, AM. 2008. Renewable building energy systems and passive human comfort solutions, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 12, pp.1562-1587.

- Pfafferott, J. 2002. Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardized method to calculate energy efficiency. *Energy and Buildings*, 35, pp.971-983.
- Walton, GN and Stuart Dols, W. 2006. CONTAM 2.4b User Guide and Program Documentation, NISTIR 7251, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg.
- Zhang, J, Haghight, F. 2005. Simulation of earth-to-air heat exchangers in hybrid ventilation systems. 9th International IBPSA Conference, Montreal, pp.1417-1424.

7. Il ricorso a programmi di simulazione per la previsione delle conseguenze di un incendio

7.1 Introduzione

I DM 9 Marzo e 9 Maggio hanno sancito l'introduzione delle direttive riguardanti l'approccio prestazionale alla prevenzione antincendio. Tale metodo va ad affiancarsi al più tradizionale metodo prescrittivo basato sull'applicazione di regole tecniche cui spettava il compito di fissare, per i vari tipi di scenari, le misure di protezione da adottare per garantire la sicurezza antincendio. Si è iniziato ad affermare, cioè, il concetto di approccio ingegneristico alla sicurezza antincendio quale metodo paritetico e alternativo all'approccio di tipo tradizionale basato sull'applicazione delle menzionate regole tecniche che stabiliscono a priori, in maniera deterministica e vincolante, le misure di protezione da adottare. Nel nuovo approccio ingegneristico confluiscono diverse esigenze. Da un lato, quella del Legislatore di continuare a tutelare la sicurezza di persone e cose. Dall'altro, la richiesta da parte del Progettista di maggiore flessibilità in determinate situazioni per le quali, si pensi ad esempio al problema rappresentato da edifici sottoposti a tutela architettonica, le norme tecniche che disciplinano la prevenzione incendi risultano di fatto inapplicabili per via dei vincoli imposti. L'approccio ingegneristico si esplicita nella previsione della successione temporale delle varie fasi di evoluzione di un incendio per calcolare il livello di esposizione di persone e cose a calore e sostanze tossiche e per valutare l'azione meccanica delle fiamme sulle strutture esposte al fuoco. I valori ottenuti da tale fase di calcolo andranno poi confrontati con il livello di prestazioni minimo richiesto alla costruzione in esame.

Il DM 9 maggio 2007, in particolare, è il primo provvedimento normativo inserito nell'ordinamento nazionale che consente esplicitamente di adottare l'approccio ingegneristico nell'ambito dei procedimenti di prevenzione incendio. In base ad esso il professionista, in accordo con il committente, può scegliere liberamente di adottare la metodologia prestazionale per attività non espressamente regolate da specifiche disposizioni antincendio come pure nel corso dei procedimenti di deroga, allo scopo di individuare misure di sicurezza equivalenti.

L'approccio ingegneristico alla sicurezza antincendio è organizzato in una successione di fasi, che è possibile riassumere nell'elenco che segue:

- Analisi preliminare;
- Analisi quantitativa;
- Redazione del programma di gestione della sicurezza antincendio (SGSA).

Il primo punto riguarderà innanzitutto gli aspetti relativi alle caratteristiche peculiari del progetto (vincoli imposti da prescrizioni normative e da esigenze peculiari dell'attività, pericoli d'incendio connessi alla destinazione d'uso prevista per gli edifici ed i locali, fattori ambientali specifici collegabili agli effetti riconducibili allo sviluppo dell'incendio, caratteri e comportamenti degli occupanti in relazione alla tipologia di edificio prescelta e alla destinazione d'uso prevista). Saranno quindi identificati gli obiettivi di sicurezza (gli occupanti devono essere in grado di lasciare l'opera o di essere soccorsi altrimenti, deve essere presa in considerazione la sicurezza delle squadre di soccorso, la capacità portante dell'opera deve essere garantita per un periodo di tempo prefissato in relazione all'evoluzione dell'incendio, la produzione e la propagazione del fuoco e del fumo all'interno delle opere deve essere limitata, la propagazione del fuoco alle opere vicine deve essere limitata). In relazione agli obiettivi di sicurezza individuati si devono poi indicare i parametri significativi presi a riferimento per garantire il soddisfacimento degli obiettivi stessi. Tali parametri generalmente includono le

temperature massime dei gas in ambiente, i livelli di visibilità, i livelli di radiazione termica, i livelli di concentrazione delle specie tossiche, i livelli minimi di ossigeno. Tutti questi parametri per rappresentare dei livelli di prestazione devono essere opportunamente quantificati per mezzo di valori numerici, generalmente desunti dalla letteratura tecnica internazionale:

- ISO/TR 13387 (*Fire Safety Engineering*)
- BS 7974 (*Application of Fire Safety Engineering to the Building Design*)
- DM LL.PP. 9 maggio 2001 (Requisiti minimi di sicurezza per aree interessate da stabilimenti a rischio di incidente rilevante)

	Parametro	Soglia di accettabilità
1	Temperatura ambiente	50 °C
2	Livello di visibilità	10 (m)
3	Concentrazione di Ossigeno	15 ÷ 17 (%)
4	Biossido di carbonio	0.5 (%)
5	Monossido di carbonio	80 ppm

L'individuazione di uno scenario di incendio si traduce nella schematizzazione degli eventi che possono ragionevolmente verificarsi in relazione alle caratteristiche dell'incendio, dell'edificio e delle persone presenti. Il processo di selezione degli scenari d'incendio di progetto deve individuare tra tutte le condizioni realisticamente ipotizzabili, le più gravose per lo sviluppo e la propagazione delle fiamme, la conseguente sollecitazione strutturale, la salvaguardia degli occupanti e la sicurezza delle squadre di soccorso.

Il termine scenario indica pertanto l'insieme di condizioni per cui si intende effettuare la simulazione.

Ciascun scenario deve comprendere almeno le tre componenti:

- Caratteristiche del fuoco: stato, tipo e quantitativo delle sostanze combustibili, loro disposizione e configurazione, rateo di rilascio termico e picco di potenza termica sviluppata (HRR_{max} dove HRR sta per *Heat Release Rate*). In rapporto alla velocità di sviluppo, è possibile, ad esempio, caratterizzare diversi modelli di incendio (detti rispettivamente a crescita lenta, media o veloce), prendendo a base della caratterizzazione il tempo necessario a raggiungere un rilascio termico pari a 1000 kW:
 - o Fuoco a crescita lenta: 1.000 kW in 600 s
 - o Fuoco a crescita media: 1.000 kW in 300 s
 - o Fuoco a crescita rapida: 1.000 kW in 150 s
 - o Fuoco a crescita ultrarapida: 1.000 kW in 75 s;
- Caratteristiche dell'edificio: geometria dei locali, composizione e proprietà termiche delle strutture edilizie, condizioni di ventilazione interna ed esterna, stato di apertura o chiusura di porte e finestre;
- Caratteristiche delle persone presenti: affollamento massimo, stato psico-fisico, presenza di disabili, familiarità con i luoghi, stato di veglia o sonno, etc.

L'individuazione di uno scenario di incendio è il risultato del giudizio esperto formulato congiuntamente da Progettista ed Autorità in merito alla ragionevolezza ed alla realistica delle ipotesi assunte. Entrambe le condizioni risultano necessarie per restringere il numero di casi di studio dall'infinità di scenari ipotizzabili in riferimento ad un edificio a quelli che effettivamente rappresentano le situazioni più pericolose per

il fabbricato ed i suoi occupanti in termini di possibili condizioni di innesco e di propagazione delle fiamme.

Gli scenari individuati si aggiungono agli otto scenari individuati dalla Norma NFPA 101 – *Life Safety Code*, nei quali trovano collocazione, con possibilità di integrazione da parte del Progettista, i vari problemi inerenti le vie d'esodo, la presenza di persone, la propagazione dell'incendio agli edifici adiacenti, le caratteristiche dei materiali combustibili, le misure di protezione attiva e passiva.

Tali scenari predefiniti sono i seguenti:

- Scenario N°1: Scenario tipico che considera le attività, il numero e la localizzazione degli occupanti, le dimensioni degli ambienti, la natura e l'entità degli arredi e degli altri elementi presenti, le proprietà dei materiali combustibili e delle possibili sorgenti di ignizione, le condizioni di ventilazione con specifica definizione del primo elemento che prende fuoco e la sua localizzazione.
- Scenario N°2: Scenario che considera un incendio a sviluppo ultraveloce, ubicato nelle vie primarie di uscita con le porte interne aperte all'inizio dell'incendio.
- Scenario N°3: Scenario con incendio che ha inizio in un ambiente normalmente non occupato e che potenzialmente può mettere in pericolo un grande numero di persone in un ampio ambiente limitrofo o in un'altra area dell'edificio.
- Scenario N°4: Scenario con fuoco che ha origine a parete o a soffitto in posizione adiacente ad un ambiente con alta presenza di persone.
- Scenario N°5: Scenario con fuoco che si sviluppa lentamente in posizione non coperta dai sistemi di protezione ed in prossimità d'una zona con rilevante presenza di persone.
- Scenario N°6: Scenario d'incendio più grave, derivante da un carico d'incendio più elevato di quello caratteristico del normale uso dell'edificio, a sviluppo rapido e con presenza di persone.
- Scenario N°7: Scenario con incendio che si sviluppa al di fuori della zona d'interesse (incendio esterno) e che risulta suscettibile d'estendersi a quest'ultima o bloccarne le uscite o determinare condizioni interne non sostenibili.
- Scenario N°8: Scenario d'incendio con fuoco avente origine in un ambiente o area dell'edificio d'interesse previsto considerando il malfunzionamento e/o la non presenza delle protezioni attive o passive messe fuori uso o disattivate singolarmente in sequenza.

Aspetto cruciale dell'analisi quantitativa consiste nella scelta dei modelli di calcolo con cui cercare di prevedere la sequenza temporale delle varie fasi in cui si articola l'evoluzione dell'incendio ipotizzato, date le contromisure, di tipo attivo e passivo, previste.

La scelta del modello di calcolo dipenderà dalla complessità del progetto da analizzare dal livello di conoscenze tecniche acquisite.

- Modelli di calcolo semplificati

Si tratta di per lo più di procedimenti analitici basati sull'impiego dei strumenti quali curve nominali o curve parametriche. Le curve nominali (curva ISO 834, curva di incendio esterno, curva da incendio di idrocarburi) indicano delle rappresentazioni convenzionali dell'andamento in funzione del tempo delle temperature dei gas di combustione in caso di incendio generalizzato. Le curve parametriche (Wickstrom, Magnusson, Thelandersson) derivano da una soluzione semplificata del bilancio di energia all'interno dell'ambiente dove ha sede l'evento. Esse dipendono da un modello di incendio, cioè da una sua

rappresentazione, oltre che da parametri quali carico di incendio, ventilazione, dimensioni e caratteristiche del compartimento.

- Modelli di simulazione a zone
Il modello del locale sede dell'incendio ne prevede la suddivisione in due macro volumi di controllo. Uno superiore contenente i prodotti della combustione; il secondo, più basso, rappresentante invece l'aria a condizioni ambiente. Ad una determinata altezza dal pavimento sarà presente un'interfaccia con una variazione a gradino della temperatura in corrispondenza ad essa. All'interno di ciascuno dei due volumi descritti, questo tipo di modelli assume l'uniformità nello spazio delle grandezze di interesse (temperatura, concentrazione di specie tossiche) previste durante le fasi di evoluzione dell' incendio. Si ricorda in proposito la disponibilità del simulatore CFAST (a due zone) reperibile all'indirizzo internet: <http://cfast.nist.gov/>.
- Modelli di simulazione fluidodinamica (CFD)
Gli elevati costi o addirittura l'impossibilità di ricorrere ad una sperimentazione fisica hanno favorito il ricorso alla fluidodinamica computazionale nella progettazione. Tale tecnica di simulazione consente di valutare la risposta dell'edificio indagato a diverse condizioni operative, permettendo di eseguire previsioni ad analisi su un elevato numero di casi di studio.
I modelli fluido-dinamici prevedono la rappresentazione degli ambienti oggetto d'indagine mediante la costituzione di un dominio di calcolo frazionato in un gran numero di celle e la soluzione per via numerica delle tre leggi di conservazione, cioè la conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia, in corrispondenza a ciascun volume di controllo. La peculiarità di questo tipo di modelli sta nella capacità di fornire la variazione nel tempo e nello spazio delle grandezze di interesse.

L'applicazione del modello di calcolo fornirà una serie di parametri numerici utili alla descrizione dell'evoluzione dell'incendio e le indicazioni necessarie per verificare il soddisfacimento dei livelli di prestazione prefissati.

In questa fase si procederà ad una "ottimizzazione" delle scelte progettuali effettuate, scartando quelle che risultino poco soddisfacenti e affinando quelle che siano risultate più valide sotto il profilo della sicurezza.

L'adozione della metodologia prestazionale è connessa all'obbligo di elaborare un documento contenente il programma per l'attuazione del sistema di gestione della sicurezza antincendio (denominato SGSA). Tale documento risulta necessario per tenere sotto controllo tutti i parametri che hanno portato all'individuazione degli scenari di incendio, dato che questi rappresentano vincoli e limitazioni imprescindibili per l'esercizio dell'attività.

Nel documento devono essere compresi tutte le ipotesi assunte relativamente a:

- Organizzazione del personale;
- Identificazione e stima dei pericoli derivanti dalle attività svolte;
- Controllo operativo;
- Gestione delle modifiche;
- Pianificazione delle emergenze;
- Controllo delle prestazioni.

E' previsto che, qualora l'esito degli accertamenti periodici condotti dall'autorità preposta (CNVVF) rilevi che non sono stati rispettati e mantenuti gli impegni assunti, si debba procedere alla sospensione del Certificato di Prevenzione Incendi (CPI).

La motivazione della disposizione si desume dal fatto che la metodologia prestazionale, basandosi sulla individuazione di misure di protezione effettuata su specifici scenari, necessita di un attento mantenimento dei parametri sia degli scenari che dei progetti, affinché non si verifichi una riduzione nel tempo del livello di sicurezza.

7.2 L'ingegneria della sicurezza. Definizioni

Con prevenzione incendi viene indicata la materia interdisciplinare dedicata allo studio e all'applicazione dei provvedimenti, degli accorgimenti e dei modi d'azione intesi ad evitare l'insorgere e la propagazione di un incendio, con scopo di limitare le conseguenze di un simile evento sull'incolumità delle persone e sull'integrità delle cose. Per conseguire gli obiettivi, devono essere affrontati e risolti i molteplici e complessi problemi richiesti dalla comprensione dei processi chimici e fisici che determinano il verificarsi di un incendio. I primi sforzi di tradurre in un modello di calcolo un simile scenario risalgono agli anni '60. L'ostacolo principale da dover affrontare si rivelò quello di tradurre in linguaggio matematico le varie fasi nelle quali tale fenomeno si articola: innesco, crescita, "*flashover*" e decadimento.

L'innesco richiede la presenza di gas o di vapori miscelati con l'aria secondo determinate proporzioni e di una fonte esterna, una scintilla ad esempio, cui spetta il compito di fornire l'energia minima per avviare la combustione.

Il calore prodotto dall'accensione di un innesco consente, data una generica sostanza che vada ad alimentare il processo ed in assenza di dispositivi di rimozione del calore, un aumento della temperatura cui segue la generazione di vapori dalle superfici della sostanza in oggetto.

Tali vapori, dalla cui produzione dipende la velocità di combustione, miscolatisi a loro volta con l'aria comburente, andranno quindi a sostenere ed ad alimentare l'incendio.

La spinta di galleggiamento dei prodotti della combustione, determinata dal gradiente di densità rispetto all'aria ambiente dovuto alla notevole differenza di temperatura, risulta nella formazione di uno strato di gas caldi a ridosso del soffitto del locale sede dell'evento, dove, durante la fase di crescita dell'incendio, si verificano un innalzamento della temperatura media oltre al progressivo coinvolgimento di tutti i materiali combustibili presenti. In particolare, il termine "*flashover*" indica l'estensione dell'incendio, dapprima localizzato nei pressi del punto di innesco, ad una condizione di combustione generalizzata, in cui cioè tutte le superfici combustibili stiano bruciando. Questa fase coincide con la situazione di massimo pericolo per la sicurezza degli occupanti e la protezione delle strutture.

Infine, a seguito dell'esaurimento del combustibile, della mancanza di ventilazione o dall'intervento di sistemi manuali o automatici di spegnimento, si verifica dapprima una fase di decadimento che vede una brusca riduzione della potenza termica rilasciata, cui segue lo spegnimento vero e proprio dell'incendio.

La traduzione in termini matematici del susseguirsi delle fasi elencate tramite la loro formalizzazione in gruppi di equazioni costituisce il modello alla base di un codice di calcolo. Tale codice avrà quindi come compito il calcolo automatico dell'evoluzione e della successione degli eventi, data una serie di operazioni predisposte dall'utente.

Vanno dapprima definite estensione e geometria della regione di interesse, della porzione di spazio cioè che si intende modellare. Tale porzione andrà a costituire il dominio di calcolo. Devono quindi essere stabilite le caratteristiche termo-fisiche e chimiche dei materiali che faranno parte del dominio individuato.

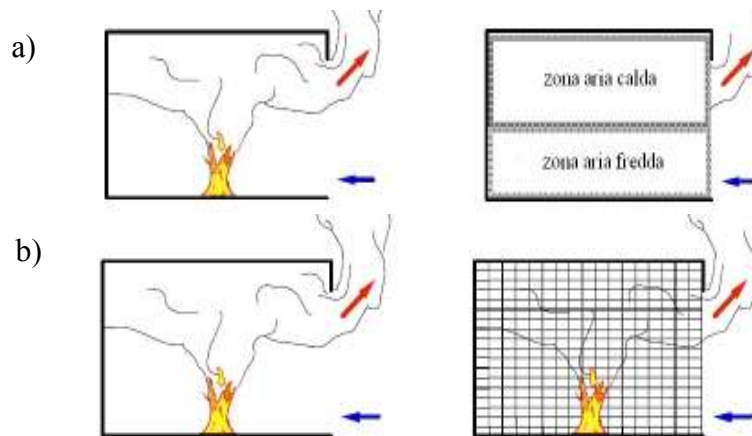


Figura 7.1. Rappresentazione della schematizzazione del dominio di calcolo alla base di un modello a zona (a) e di un modello a campo (b).

Vi è poi la fase di discretizzazione: l'intero volume prescelto sarà suddiviso in elementi più piccoli, celle o sotto volumi, in corrispondenza dei quali sarà impostata la soluzione matematica delle equazioni che descrivono il problema oggetto di indagine.

In base a come venga realizzata quest'ultima fase è possibile operare una classificazione dei codici di calcolo dedicati alla prevenzione anti-incendio in due categorie: rispettivamente modelli a zona e modelli a campo.

I primi prevedono la suddivisione dell'ambiente sede dell'incendio in due volumi di controllo (Figura 7.1 - a). Uno superiore contenente i prodotti della combustione; il secondo, più basso, rappresenta invece l'aria ambiente presente nel locale. Si ipotizza quindi la presenza ad una determinata altezza dal pavimento di un'interfaccia con una variazione a gradino della temperatura in corrispondenza ad essa. All'interno di ciascuno dei due volumi descritti, questo tipo di modelli assume l'uniformità nello spazio delle grandezze di interesse previste durante le fasi di evoluzione dell'incendio.

La semplificazione introdotta suddividendo in macrozone l'ambiente interessato da un incendio risulta lecita solamente fino a quando lo sviluppo dell'incendio non sia ancora prossimo al "flashover". Inoltre, tale assunzione può essere meno corretta per spazi molto vasti o per ambienti lunghi e stretti come corridoi e vani scala. Il ricorso a tali modelli inoltre non è praticabile nei casi per cui la collocazione del materiale combustibile all'interno di un edificio non sia sufficientemente distribuita con uniformità e, quindi, non sia lecito supporre con accettabile margine di errore che la temperatura nel locale possa ritenersi pressoché uniforme nello spazio.

D'altra parte, la semplicità del modello e le limitate risorse computazionali richieste rendono possibile analizzare il movimento del fumo e dei gas caldi di combustione all'intero di edifici aventi anche struttura complessa.

I modelli a campo invece prevedono la suddivisione del dominio di calcolo in un gran numero di celle (Figura 7.1 - b). Le leggi fisiche alla base della meccanica dei fluidi, cioè la conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia, vengono risolte per via numerica in corrispondenza di ciascun volume di controllo, fornendo quindi la variazione nel tempo e nello spazio delle grandezze di interesse. A fronte di un maggior dettaglio dei risultati offerti, i modelli a campo implicano tempi di simulazione notevolmente più lunghi, oltre a richiedere potenze di calcolo superiori.

7.3 Il processo di valutazione prestazionale nell'ambito della prevenzione antincendio

In Italia la prevenzione incendi si basa sull'applicazione di norme di tipo prescrittivo, disponibili sotto forma di regole tecniche, che, per vari tipi di scenari, fissano le misure di protezione da adottare perché la sicurezza antincendio possa dirsi garantita. Attraverso l'istituto della deroga è però consentito il ricorso a materiali e soluzioni alternativi rispetto a quelle prescritti qualora vengano riconosciuti come equivalenti ai fini della sicurezza antincendio.

L'approccio prestazionale basa la propria azione su un'asserzione di fondo: l'incendio è un fenomeno che, per quanto complesso, può essere ricostruito o previsto attraverso un modello di calcolo adeguato. L'effetto di ogni misura alternativa può essere quantificato e valutato attraverso uno strumento di simulazione che traduca in forma matematica le leggi e le relazioni fondamentali che regolano la chimica e la fisica del processo di combustione. Ne segue l'importanza quando per particolari difficoltà, come ad esempio nei processi di adeguamento di strutture esistenti con forti esigenze di tutela architettonica, le norme tecniche che disciplinano la prevenzione incendi risultino di fatto inapplicabili.

L'approccio prestazionale si propone quindi come una scelta che affianchi, senza sostituirlo, il tradizionale metodo prescrittivo basato sull'applicazione "a priori" delle misure di prevenzione e protezione da adottare per garantire la sicurezza antincendio. Tale approccio infatti è uno strumento che il Progettista può autonomamente decidere di adottare per particolari applicazioni (tutela beni culturali, edifici di forma complessa) come alternativa alla metodologia vigente.

A livello normativo, il decreto del Ministero dell'Interno 9 Maggio 2007 fissa gli aspetti procedurali alla base dell'adozione del metodo prestazionale ed i criteri di valutazione del rischio e delle conseguenti misure compensative.

Secondo i requisiti previsti dall'azione prestazionale, la valutazione del rischio legato al verificarsi di un incendio deve essere articolata nei seguenti passi:

- definizione delle prestazioni minime che devono essere garantite (ad esempio, attraverso la scelta delle temperature massime ammissibili oppure ponendo un valore minimo per il livello di visibilità richiesto) dati i pericoli di incendio legati alla destinazione d'uso dell'edificio;
- scelta dello scenario di incendio di progetto, cioè della combinazione considerata più pericolosa per l'edificio in termini di possibili condizioni di innesco (tipo, stato e quantità di materiale combustibile e sua collocazione all'interno dei locali) e di propagazione dell'incendio (andamento della curva di rilascio termico, ruolo della ventilazione);
- definizione delle contromisure di sicurezza (di tipo edilizio, impiantistico o gestionale) che saranno adottate;
- calcolo dell'evoluzione dell'incendio date tali misure;
- verifica che il progetto sia effettivamente in grado di soddisfare le prestazioni attese.

7.4 Strumenti di calcolo

7.4.1 C-FAST (*Consolidated Model of Fire Growth and Smoke Transport*)

C-FAST fa parte della categoria dei simulatori a zone descritta in precedenza. L'impostazione matematica del problema ha la forma della risoluzione di un sistema di equazioni differenziali partendo da una serie di valori iniziali assegnati.

Le assunzioni alla base del modello sono due. La prima, riguarda la discretizzazione del dominio di calcolo e prevede la suddivisione dei compartimenti in macro volumi. La seconda invece riguarda le equazioni di conservazione alla base della meccanica dei fluidi: C-FAST infatti non risolve l'equazione di conservazione della quantità di moto.

Dato un generico compartimento, questo risulta caratterizzato da un unico valore della pressione. Il volume d'aria contenutovi viene invece suddiviso in due porzioni, una calda contenente i prodotti della combustione ed una a temperatura relativamente inferiore. Ciascuna di queste è caratterizzata dal rispettivo valore per massa, energia interna, densità, temperatura e volume. Risultano quindi per ciascun ambiente undici incognite, legate dalle relazioni che seguono:

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i} \quad (7.1)$$

$$E_i = c_v m_i T_i \quad (7.2)$$

$$p = R \rho_i T_i \quad (7.3)$$

$$V = V_{inf} + V_{sup} \quad (7.4)$$

Indicando con γ il rapporto tra i calori specifici rispettivamente a pressione e volume costanti, l'evoluzione temporale del moto relativo tra i due volumi può essere espressa dalle seguenti espressioni:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{c_p \rho_i V_i} \left((\dot{h}_i - c_p \dot{m}_i T_i) + V_i \frac{dp}{dt} \right) \quad (7.5)$$

$$\frac{dV_i}{dt} = \frac{1}{\gamma p} \left((\gamma - 1) \dot{h}_i - V_i \frac{dp}{dt} \right) \quad (7.6)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma - 1}{V} (\dot{h}_{inf} + \dot{h}_{sup}) \quad (7.7)$$

relazioni nelle quali $\dot{m}_i = \frac{dm_i}{dt}$, mentre \dot{h}_i indica la variazione di entalpia del gas contenuto in ciascun volume.

7.4.2 FDS (*Fire Dynamics Simulator*)

FDS è un modello di calcolo in grado di risolvere i fenomeni di trasporto (dell'energia, della quantità di moto e della massa) e di simulare la combustione secondo una determinata reazione chimica.

L'impostazione matematica del codice prevede la soluzione numerica di una forma delle equazioni di Navier-Stokes adattata a moti a bassa velocità, il cui numero di Mach cioè risulti inferiore a 0.2. Per la modellazione della turbolenza FDS fa ricorso alla tecnica LES (*Large Eddy Simulation*). Delle strutture vorticosi che si generano in seno ad una corrente fluida turbolenta, strutture che diventano man mano più piccole,

vengono risolte direttamente, cioè senza ricorrere ad alcuna modellazione, le più grandi approssimando invece le minori.

Le grandezze del campo di moto vengono valutate attraverso un'opportuna funzione filtro. Per la velocità ad esempio sia avrà:

$$\bar{u}_i = \int G(x, x') u_i dx' \quad (7.8)$$

rappresentando $G(x, x')$ la funzione filtro definita in precedenza. Questa a sua volta può essere espressa dalla relazione che segue, supponendo di utilizzare il metodo a volumi finiti:

$$G(x_i) = \begin{cases} \frac{1}{\Delta_i} \left(|x_i| \leq \frac{\Delta_i}{2} \right) \\ 0 \quad \left(|x_i| > \frac{\Delta_i}{2} \right) \end{cases} \quad (7.9)$$

dove Δ , l'estensione del filtro, è ricavabile con la formula:

$$\Delta_i = \sqrt[3]{(\Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z)} \quad (7.10)$$

rappresentando cioè una media del volume assegnato ad una cella della maglia di calcolo.

La formulazione delle relazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia e della legge di stato dei gas, assume, dopo l'operazione di filtraggio, la forma riportata dalle espressioni che seguono:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) = 0 \quad (7.11)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial (\bar{p} - p_0)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \bar{\rho} g \delta_{i3} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (7.12)$$

$$\bar{\rho} c_p \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + \bar{Q} - \frac{\partial h_j}{\partial x_j} \quad (7.13)$$

$$\bar{p}_0 = \bar{\rho} R \bar{T} \quad (7.14)$$

Nelle formule riportate K indica la conducibilità termica, Q il contributo fornito da eventuali sorgenti termiche, δ_{i3} indica l'operatore di Kronecker ed infine p_0 è la pressione media dell'ambiente.

Si ritiene infatti che in corrispondenza di ciascun ambiente la pressione totale sia il risultato della somma tra un termine medio ed una perturbazione dovuta alla corrente fluida. Tale relazione è esprimibile dalla seguente relazione:

$$p(x, t) = p_0(x, t) + p'(x, t) \quad (7.15)$$

Gli sforzi di Reynolds che compaiono nelle relazioni scritte in precedenza hanno espressione:

$$\tau_{ij} = 2\bar{\rho} (\overline{u_i u_j} - \bar{u}_i \bar{u}_j) \quad (7.16)$$

Per la chiusura del sistema di equazioni si fa ricorso al modello di Smagorinski, in modo da avere:

$$\tau_{ij} = 2\bar{\rho} (C_s)^2 \Delta^2 |\bar{S}| \bar{S}_{ij} \quad (7.17)$$

dove:

$$|\bar{S}| = (2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij})^{\frac{1}{2}} \quad (7.18)$$

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (7.19)$$

Tali equazioni sono risolte suddividendo lo spazio in celle, al cui interno è supposta l'uniformità delle grandezze fisiche che, cella per cella, si ritiene siano funzione solo del tempo.

7.5 Casi di studio

7.5.1 Il confronto tra le previsioni ottenute in base all'applicazione dei modelli a zone ed a campo

Le simulazioni di incendio sono state condotte in un dominio di calcolo di forma parallelepipedica di dimensioni 20 m × 14.4 m × 3 m. Le simulazioni hanno avuto come oggetto un ambiente caratterizzato da un lungo corridoio sul quale trovano sbocco otto locali. In Figura 7.2 viene riportata una schematizzazione dell'ambiente simulato.

Per la caratterizzazione dell'incendio si è ipotizzato un rilascio di potenza complessivo pari a 150 kW. Tale valore è stato mantenuto costante nel corso della simulazione. È stata quindi esclusa la dipendenza dal tempo della potenza termica rilasciata al procedere della combustione, dipendenza che generalmente viene definita secondo una relazione del tipo $\alpha \times t^2$. Si è deciso di operare tale scelta allo scopo di non introdurre ulteriori elementi di sensibilità all'interno della simulazione. Trascorsi 60 s dall'inizio dell'evento si è supposta l'apertura simultanea di tutte le finestre dell'ambiente studiato. Obiettivo del presente lavoro è stato il confronto reciproco dei risultati ottenuti dei due strumenti di calcolo descritti in precedenza, verificandone inoltre la sensibilità ad alcuni parametri di input fissati dall'utente.

Alla base vi era la considerazione che la validazione sperimentale di qualsiasi risultato sarebbe risultata decisamente problematica, se non addirittura impossibile, dato che sarebbe stata richiesta una serie di prove di tipo distruttivo di realizzazione complessa e dispendiosa.

Più in dettaglio, si è voluto verificare la variabilità dei risultati prodotti da FDS al variare delle dimensioni della griglia di calcolo adottata e della superficie assegnata all'incendio, al cui variare è stata modificata coerentemente la potenza termica specifica rilasciata in ambiente.

I casi simulati con FDS sono riassunti in Tabella 7.1. Vi compaiono il numero di celle adottato (rispettivamente in direzione x, y e z), l'area associata all'incendio ed il tempo macchina (CPU 3.4 GHz, 2.0 GB RAM) totale richiesto dalla simulazione. A riguardo del numero di celle prescelto, si precisa come tutte le griglie di calcolo impiegate possano essere ricondotte alla forma 2l 3 m 5 n essendo l, m ed n numeri dei interi come esplicitamente richiesto da [4].

I risultati delle simulazioni FDS vengono presentati come profilo risultante della distribuzione della temperatura dell'aria in corrispondenza di quattro punti di misura (Figura 7.3) per i primi 120 s della simulazione. Viene inoltre presentato un confronto tra CFAST ed FDS circa le temperature previste nel corridoio del locale oggetto dello studio esteso a tutta la durata della simulazione.

Tabella 7.1. Riassunto dei casi simulati con FDS

	Numero di celle	Area incendio	Durata simulazione
CASO 1	100 · 72 · 60	4 m ²	16.79 hr
CASO 2	100 · 72 · 30	4 m ²	4.41 hr
CASO 3	100 · 72 · 60	1 m ²	17.17 hr
CASO 4	100 · 72 · 30	1 m ²	2.91 hr
CASO 5	200 · 144 · 30	4 m ²	13.52 hr
CASO 6	200 · 144 · 30	1 m ²	26.56 hr

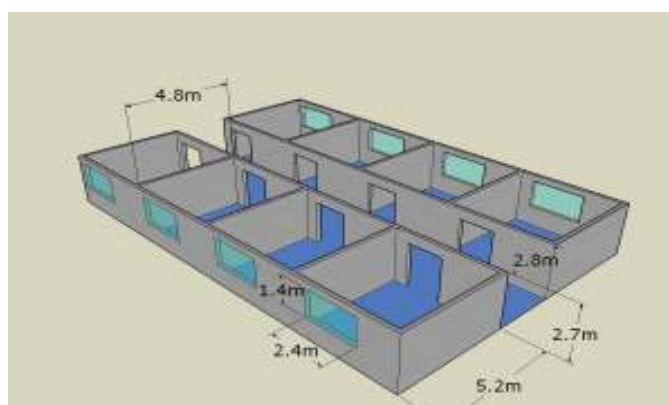


Figura 7.2. Rappresentazione schematica dell'ambiente simulato.

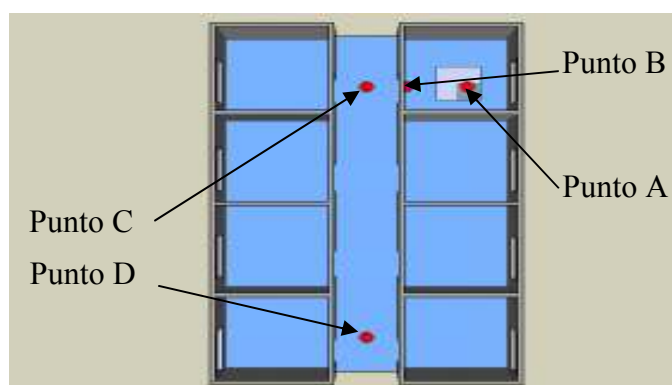
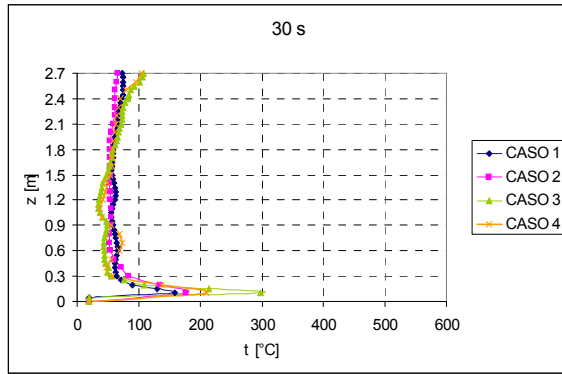
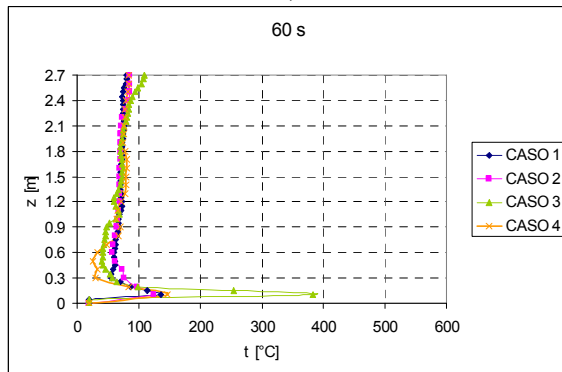


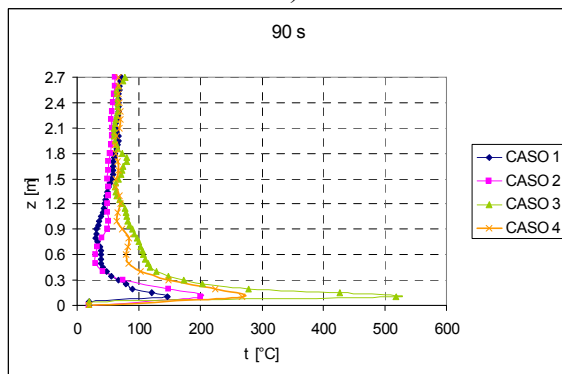
Figura 7.3. Collocazione dei punti di misura. Le superfici riportate in grigio evidenziano le aree assegnate all'incendio nei diversi casi considerati.



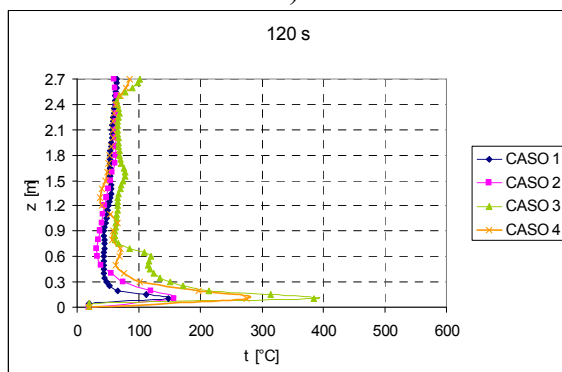
a)



b)

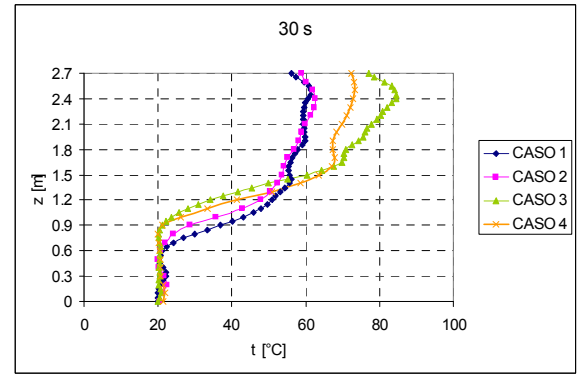


c)

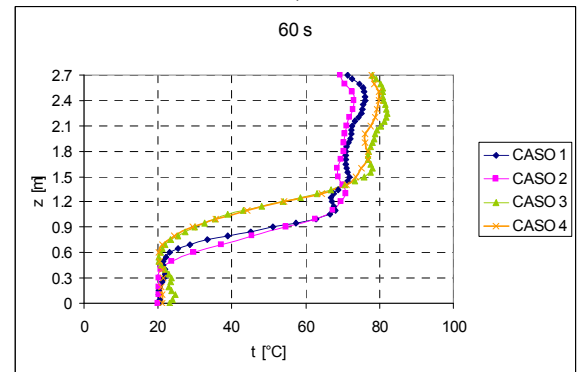


d)

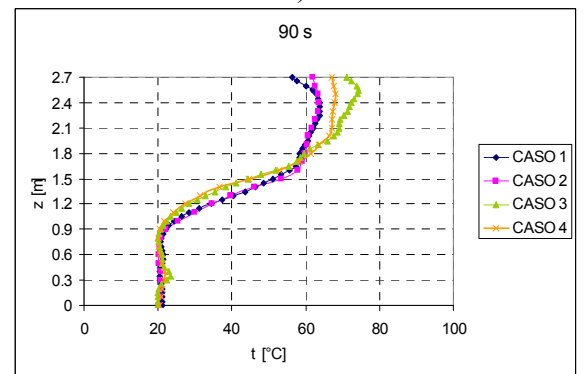
Figura 7.4. Profilo delle temperature registrate in corrispondenza del punto A riferito a 30 s (a), 60 s (b), 90 s (c) e 120 s (d) dall'inizio della simulazione.



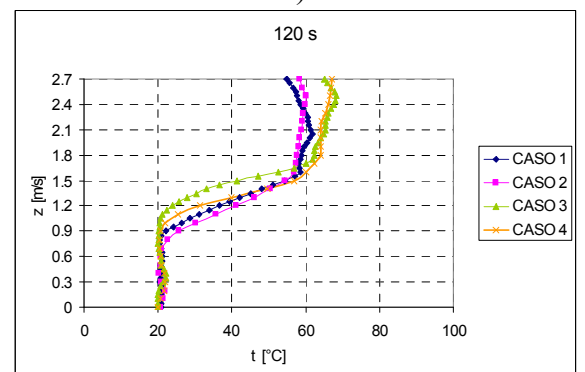
a)



b)

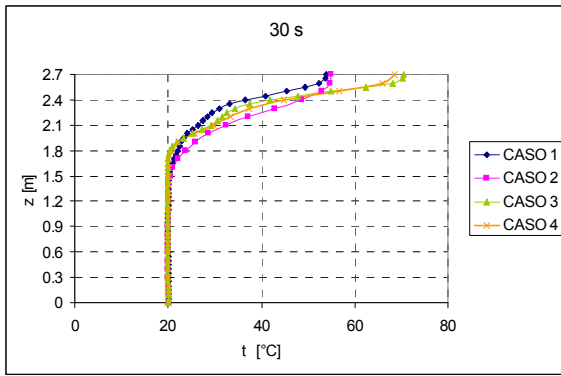


c)

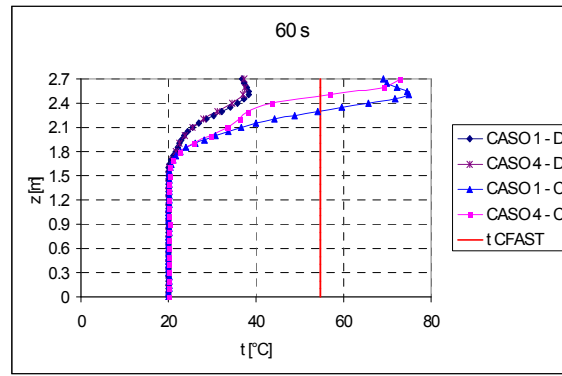


d)

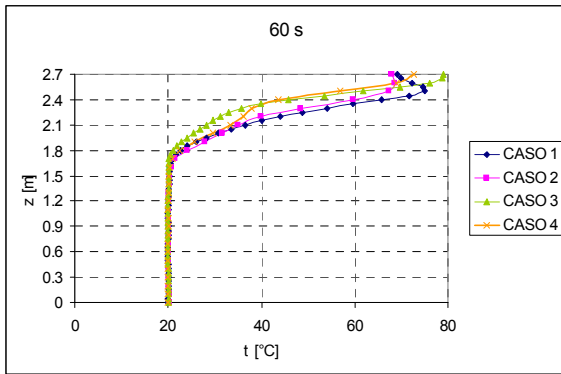
Figura 7.5. Profilo delle temperature registrate in corrispondenza del punto B riferito a 30 s (a), 60 s (b), 90 s (c) e 120 s (d) dall'inizio della simulazione.



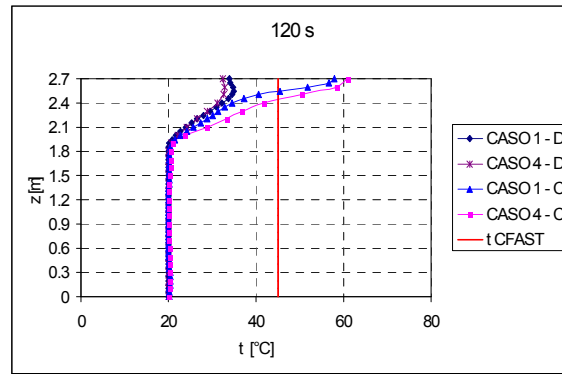
a)



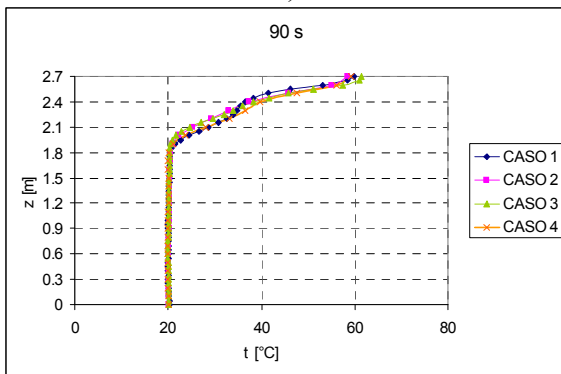
a)



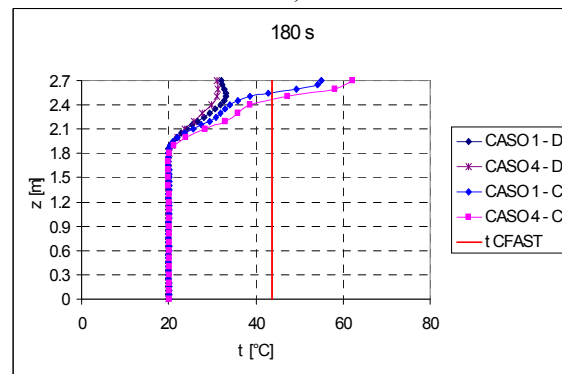
b)



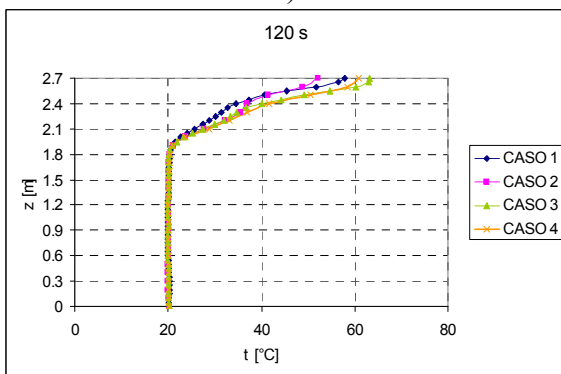
b)



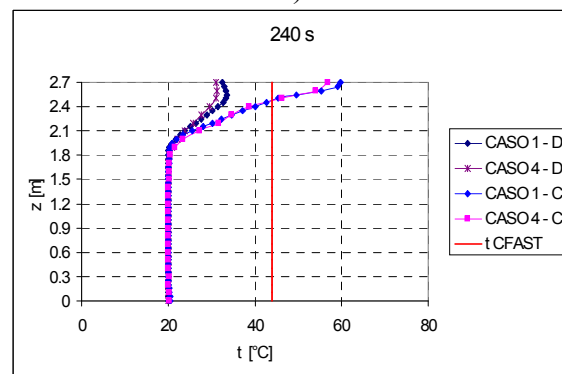
c)



c)



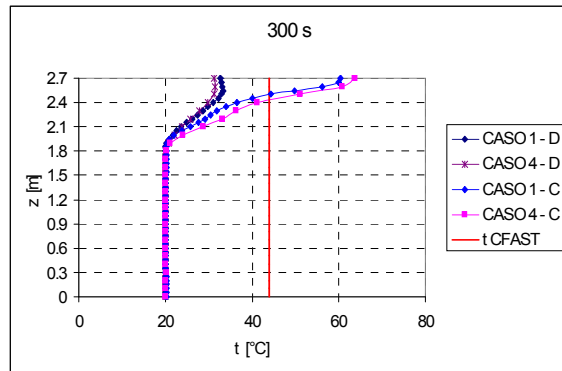
d)



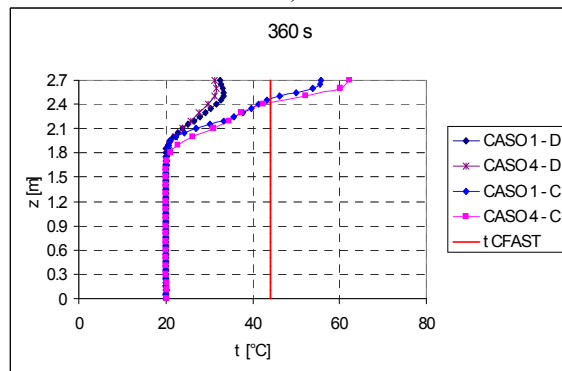
d)

Figura 7.6. Profilo delle temperature registrate in corrispondenza del punto C riferito a 30 s (a), 60 s (b), 90 s (c) e 120 s (d) dall'inizio della simulazione.

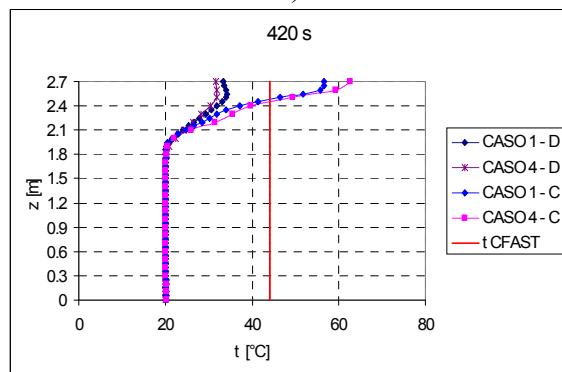
Figura 7.7. Profili delle temperature registrate in corrispondenza dei punti C e D e confronto con il valore restituito da CFAST per diversi istanti della simulazione (0 s – 240 s).



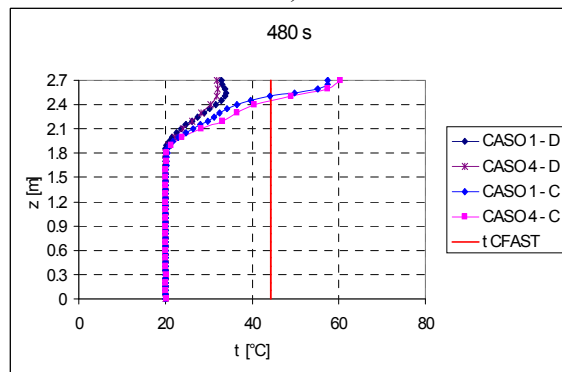
a)



b)



c)



d)

Figura 7.8. Profili delle temperature registrate in corrispondenza dei punti C e D e confronto con il corrispondente valore restituito da CFAST (t_CFAST) per diversi istanti della simulazione (300 s – 480 s).

I risultati ottenuti permettono di trarre alcune interessanti conclusioni.

Occorre innanzitutto sottolineare la dipendenza dei risultati ottenuti dalla superficie associata all'incendio.

In particolare, è risultato come, soprattutto a ridosso dell'area di fiamma, ad una superficie più estesa sia corrisposta una maggiore omogeneità dei risultati al variare delle dimensioni della griglia di calcolo adottata.

Si ritiene inoltre importante far notare come i casi simulati con area di fiamma minore (1 m^2) restituiscano, a parità di potenza imposta, una temperatura risultante maggiore.

A riguardo si faccia riferimento ai valori disponibili per il punto A (Figura 7.4), e in modo meno marcato, ma probabilmente ciò è dovuto al valore esiguo della potenza considerato, ai risultati valutati nel punto B (Figura 7.5).

Le cause di questa tendenza vanno verosimilmente ricercate nel fatto che un'area maggiore espone le fiamme ad un maggiore volume d'aria che contribuisce ad abbassarne la temperatura.

Da notare inoltre come all'infittimento della griglia in direzione z corrisponda un aumento della temperatura di fiamma prevista.

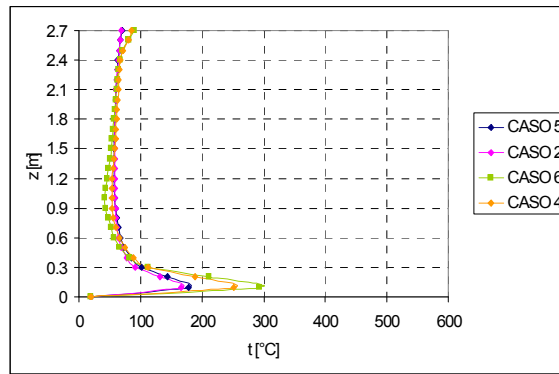
Il modello a frazione di miscela impiegato da FDS per la modellazione della combustione giustifica probabilmente questo andamento. Viene ipotizzato cioè che tale reazione abbia luogo su una superficie di fiamma di spessore infinitesimo, in corrispondenza della quale si annullano le concentrazioni di combustibile ed ossigeno.

Una griglia più fitta è in grado di modellare meglio gli effetti della presenza di tale superficie, restituendo quindi una temperatura più accurata.

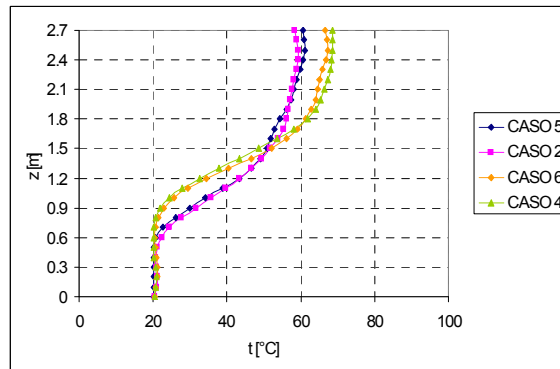
E' possibile quindi concludere che per tale tipo di simulazioni debba essere prestata attenzione non solo alla potenza termica totale ma anche all'estensione della superficie su cui ripartire tale valore, dati i risultati differenti cui si va incontro.

Si è quindi cercato di valutare se i risultati ottenuti fossero dipendenti dall'aspetto delle celle adottate per la discretizzazione del dominio di calcolo, dato che i casi precedenti avevano ricercato se fosse stato possibile diminuire la risoluzione in determinate direzioni.

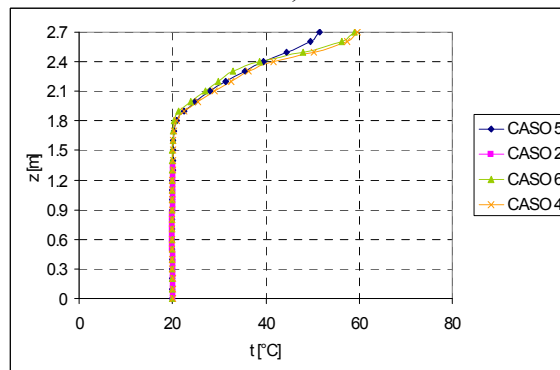
A tal fine, lo scenario di incendio ipotizzato è stato simulato impiegando celle cubiche di lato pari a 0.1 m e ripartendo la potenza termica totale rilasciata in ambiente sulle due aree considerate in precedenza, rispettivamente di 4 m^2 ed 1 m^2 . Questi due ulteriori casi vengono riportati in Figura 7.9 come 5 e 6 rispettivamente, figura che riporta la temperatura ottenuta come media dei valori registrati nel corso dei primi 120 s della simulazione nei vari punti di misura.



a)



b)



c)

Figura 7.9. Profili della temperatura in corrispondenza dei punti A (a), B (b) e C (c) ottenuta come media dei valori registrati durante i primi 120 s di ciascuna simulazione.

Le simulazioni svolte hanno confermato la tendenza emersa in precedenza ad una temperatura risultante maggiore al diminuire della superficie assegnata all'incendio, dimostrandone quindi, almeno nel particolare caso di incendio simulato, l'indipendenza dalla maglia di calcolo.

Riguardo al confronto tra CFAST ed FDS (Figura 7.7 e Figura 7.8), pare importante riportare come il primo, applicato al corridoio dello scenario simulato, in sostanza ne riporti una "temperatura media". Si è deciso di operare il confronto tra i due codici di calcolo riferendolo a questo ambiente perché la diversa impostazione del modello avrebbe determinato risultati non confrontabili se riferiti al locale sede dell'incendio. Se i profili rilevati in corrispondenza dei Punti C e D dimostrano come, al procedere della simulazione e ad una certa distanza dalla fiamma, la dipendenza dei risultati dalla superficie assegnata a quest'ultima diventi trascurabile, è chiaro come CFAST non sia in grado di prevedere le distribuzioni, spaziale e verticale, della temperatura all'interno del locale. Questo può rappresentare un grave inconveniente se si pensa ad una

simulazione con CFAST di rilevatori di calore o di altri dispositivi di rilevamento di incendio installati a soffitto.

La simulazione dell'ambiente considerato nel presente studio è stata infatti ripetuta, collocando in corrispondenza del soffitto nel corridoio un sensore di calore con temperatura di attivazione pari a 60°C (temperatura che le simulazioni con FDS dimostrano venga effettivamente raggiunta). L'output di CFAST ha riportato però sempre come inattivo lo stato di tale dispositivo. D'altro canto, CFAST offre una velocità di simulazione nettamente superiore a FDS, velocità che lo rendono un ottimo strumento nelle prime fasi di stima del problema o qualora le dimensioni ne diventano troppo onerose per un calcolo dettagliato con FDS.

7.5.2 L'influenza della modellazione dell'incendio

Ha costituito oggetto di ulteriore approfondimento verificare le conseguenze di aree di incendio e risoluzioni della griglia diverse e delle corrispondenti temperature previste, dato che FDS consente la simulazione della propagazione delle fiamme ad altri materiali qualora ne venga raggiunta la rispettiva temperatura di ignizione.

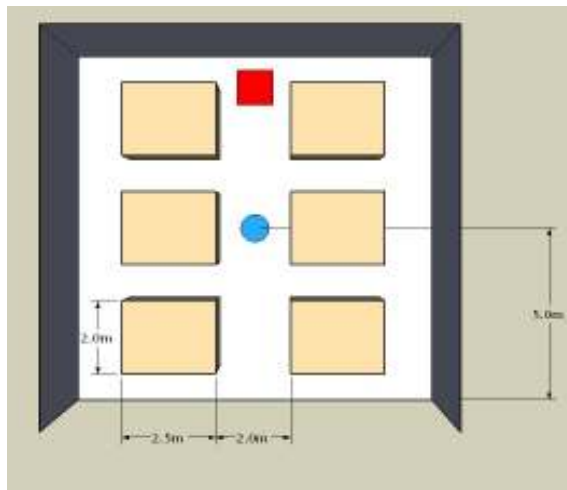


Figura 7.10. Illustrazione schematica dell'ambiente simulato.

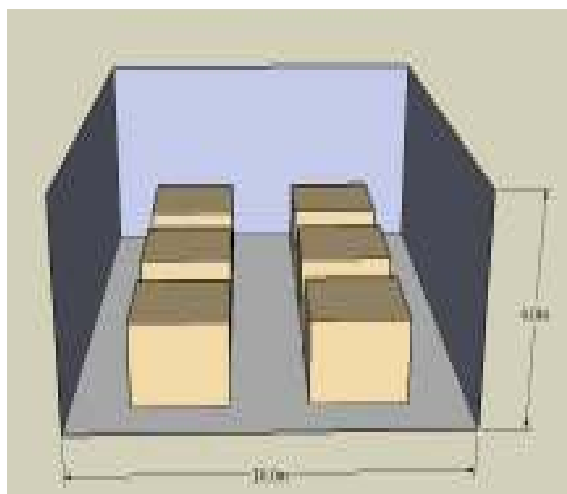
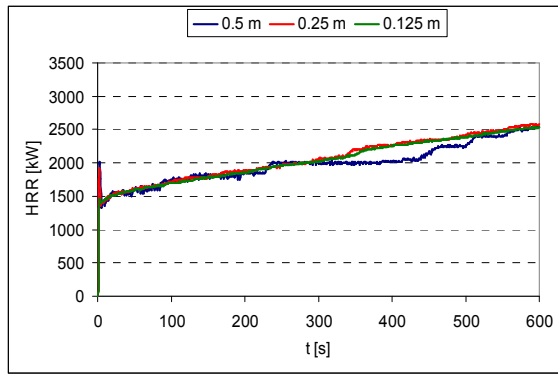
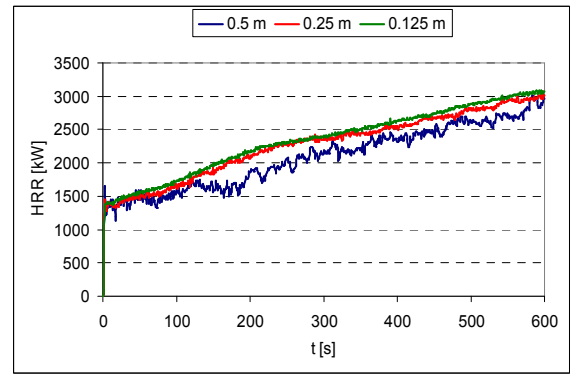


Figura 7.11. Caratterizzazione del dominio impiegato nelle simulazioni.

I risultati all'andamento della potenza rilasciata sono esposti nelle Figure 7.12 e 7.13:



a)



b)

Figura 7.12. Andamento temporale della potenza termica rilasciata in ambiente date le due diverse aree ed i due diversi valori di potenza specifica considerati: a) 4 m^2 , 350 kW m^{-2} ; b) 1 m^2 , 1400 kW m^{-2} .

Da notare, per entrambi i casi, la sensibilità del profilo temporale alle dimensioni della griglia di calcolo adottata.

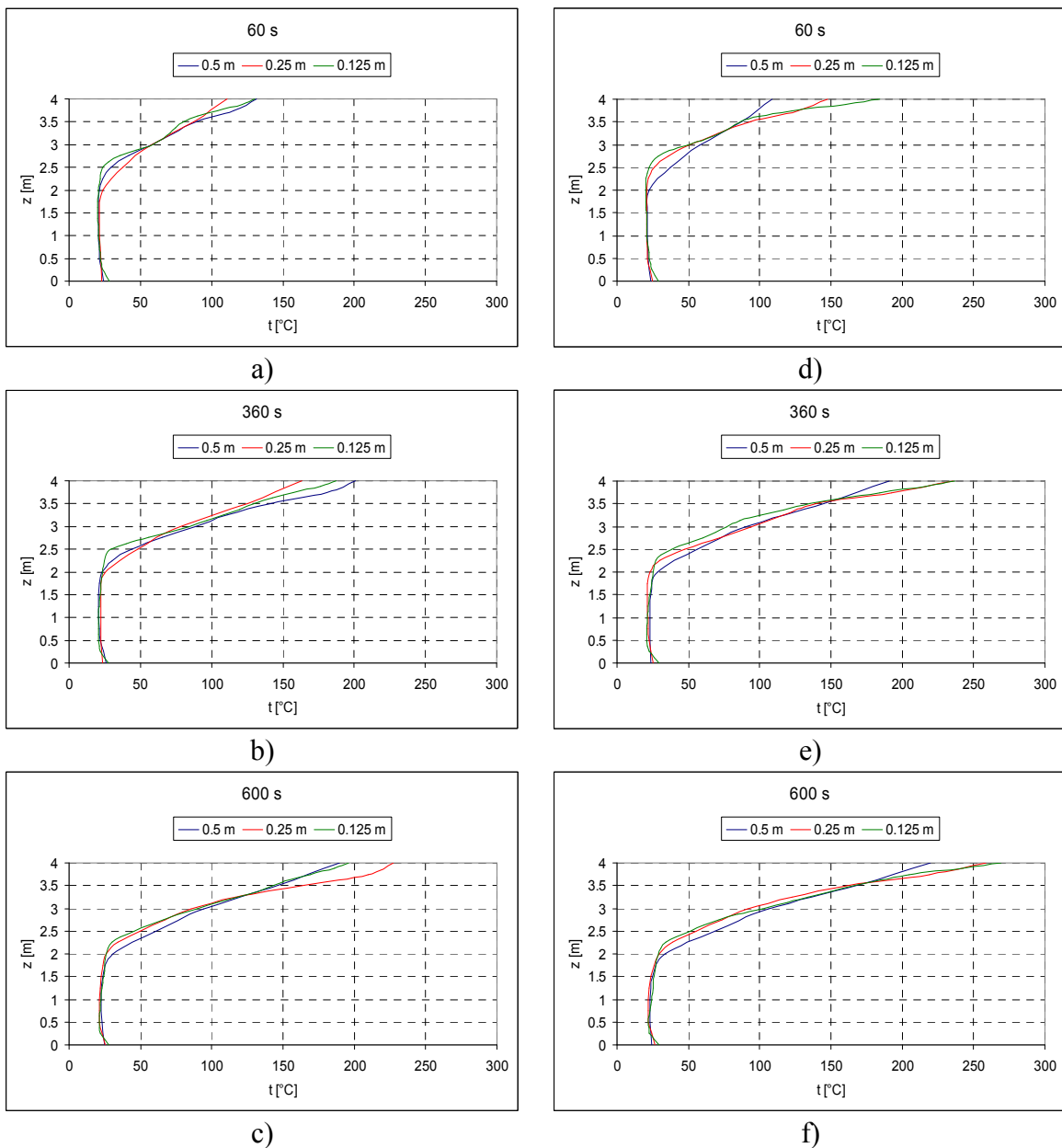


Figura 7.13. Distribuzione delle temperatura in corrispondenza del punto di misura impiegato dati le due diverse aree ed i due diversi valori di potenza specifica considerati: a), b) e c) 4 m^2 , 350 kW m^{-2} ; d), e) ed f) 1 m^2 , 1400 kW m^{-2} .

Risulta interessante constatare come, anche per questo caso, la maggiore area di incendio sia corrisposta a temperature previste inferiori.

7.6 Considerazioni

Il lavoro presentato ha trattato la tematica della previsione delle possibili conseguenze di un incendio in un ambiente confinato. Il problema è stato affrontato con due codici di calcolo, CFAST ed FDS. Lo studio ha riguardato il confronto tra i risultati ottenuti dalle due diverse impostazioni dei modelli di calcolo, rispettivamente a macrovolumi per CFAST piuttosto che a campo per FDS. L'analisi è stata condotta tentando di semplificare al massimo le possibili condizioni a contorno, non volendo introdurre nella simulazione ulteriori parametri di sensibilità.

I risultati ottenuti, ben al di là dal voler essere ritenuti generalizzabili data la voluta semplicità dei casi simulati, hanno evidenziato alcuni aspetti che si ritiene utili nell'indirizzare l'utente finale verso l'impiego di un programma piuttosto che dell'altro. Si ritiene inoltre di avere fornito delle indicazioni circa la problematicità legate alla scelta di alcuni parametri di input.

7.7 Caso pratico di applicazione dell'approccio prestazionale ad un edificio sottoposto a tutela architettonica

L'analisi ha riguardato simulazione di incendio presso il chiostro di S. Gaetano (sede dell'ex tribunale di Padova), complesso in corso di ristrutturazione destinato ad accogliere pubblico, ma sottoposto a vincoli di natura architettonica/strutturale. L'analisi è stata svolta applicando la versione 4.07 di FDS. Lo studio ha avuto come scopo:

- minimizzare i danni a persone dovuti al verificarsi di un incendio e prevenire evitabili perdite di vite: garantendo alle persone presenti la possibilità di raggiungere un luogo sicuro senza pericoli per la loro incolumità fisica; permettendo al personale di soccorso di intervenire in sicurezza.
- Minimizzare i danni dovuti al fuoco alla struttura del chiostro del complesso di S. Gaetano: limitando lo sviluppo e la propagazione dei fumi; controllando il livello massimo ammissibile per le temperature in corrispondenza della copertura.

7.7.1 Cenni storici

Tiberio dei Tiberi, appartenente alla Congregazione degli Umiliati, istituita nel 1170, fonda tra il 1345 e il 1371 un piccolo monastero con titolo di priorato, con attigua la chiesa intitolata ai santi Simone e Giuda, detta anche di S. Francesco Piccolo.

Nel 1572, tramite una compravendita del nobile Domenico Sorriano, la chiesa di S. Gaetano viene concessa all'ordine dei Chierici regolari (detti Teatini), i quali vi si installarono. Trovarono però il convento e la chiesa troppo piccoli ed in pessimo stato, e ne decisero la ricostruzione, in parte con offerte loro devolute dai fedeli. Negli anni seguenti i Teatini effettuarono vari acquisti di proprietà confinanti con l'ex casa degli Umiliati.

Sotto la direzione dell'architetto Scamozzi, nel 1582 iniziano i lavori alle fondamenta della chiesa di S. Gaetano. Scamozzi nell'opera "Idea della Architettura Universale" tratta in particolare delle difficoltà incontrate nella costruzione delle fondamenta della chiesa, causate dal notevole strato di terreno ricco di rovine non idoneo a sopportare il peso della fabbrica. Decide così di fondare la chiesa su 16 pilastri che scendono per circa 9 m fino a poggiare su uno strato di terreno adatto. Probabilmente, queste decisioni prese a cantiere iniziato, hanno fatto modificare il primo progetto della chiesa, pubblicato in alcuni compendi francesi del Settecento e non corrispondenti all'effettiva configurazione della chiesa, caratterizzata dalla scansione dei pilastri e lesene che riprende lo schema di fondazione.

Nel 1588, venne consacrata la nuova chiesa dei SS. Simone e Giuda, chiamata però comunemente Chiesa di S. Gaetano.

Tra gli anni 1663 e 1730 la direzione della chiesa è in mano al padre Raffaello Savonarola. Dopo aver allargato l'oratorio, fa innalzare il convento aggiungendo le camere mancanti e completa la galleria coperta, della quale erano stati realizzati

solamente alcuni pilastri. Viene inoltre ultimata la strabella consortiva di casa Corsaro (l'attuale vicolo S. Gaetano).

Con il Decreto di Soppressione del 25 aprile del 1810 la Congregazione dei padri teatini viene soppressa ed il convento di S. Gaetano passa al demanio. Alla chiesa rimangono, oltre alle adiacenze, i due cortili (del cimitero antico il primo, della custodia l'altro), oltre al corridoio minore con diritto di passaggio per accedere alla chiesa dal portone dell'ex convento.

Il 14 febbraio del 1811, inizia l'attività nella nuova sede del palazzo di Giustizia, installato nell'ex convento di S. Stefano su progetto dell'architetto Vincenzo Bertelli. Nello stesso anno, su incarico del sig. Antonio Zabeo, Conservatore dell'Archivio Generale Notarile del Dipartimento del Brenta, il perito G.M. Pivetta redige un progetto per installare i relativi uffici in alcuni locali situati nell'ex convento di S. Stefano adiacenti a quelli del palazzo di Giustizia. Nella relazione di progetto, Pivetta esprime tuttavia forti perplessità sulla effettiva idoneità e salubrità di questi luoghi, ai quali vengono in seguito preferiti quelli dell'ex convento di S. Gaetano.

Nel 1874, il comune di Padova acquista dal demanio lo stabile dell'ex convento di S. Gaetano, adibito a tribunale Civile e Correzionale.

La giunta municipale nel 1929 approva il progetto di ricostruzione del palazzo di Giustizia; il progetto è stato redatto dal Civico Ufficio dei Lavori Pubblici. Ing. Capo Tullio Paletti. Il progetto prevede la ricostruzione di un edificio che, utilizzando parte delle strutture precedenti, risulti però più ampio e dotato di una migliore distribuzione interna rispetto al precedente. L'anno dopo il Comune delibera la decisione di una serie di acquisizioni di proprietà limitrofe (proprietà Marzolo e Camerini), allo scopo di garantire al nuovo palazzo di Giustizia un adeguato isolamento.

Nel 1930, a Padova si registra un inverno freddissimo. In questo periodo prende fuoco il Palazzo di Giustizia che, per la mancanza di approvvigionamenti di acqua, verrà lasciato bruciare per tre giorni interi. Successivamente al restauro, il Comune di Padova inizia nel 1933 la gara di licitazione privata per la fornitura e l'allestimento dell'arredamento degli uffici e delle sale del nuovo Palazzo di Giustizia. Finalmente si inaugura il Palazzo di Giustizia, il 30 marzo del 1934.

Tra il 1967 e il 1970, su progetto dell'Ufficio LL.PP. del Comune di Padova si procede ad alcuni lavori di parziale restauro dell'immobile, e alla sua sopraelevazione con la costruzione del terzo piano attorno al chiostro dello Scamozzi.

Recentemente, il Comune ha deciso di cambiare destinazione d'uso del vecchio tribunale progettando un Centro Culturale polivalente destinato alla città di Padova. Il Centro Culturale S. Gaetano prevede come destinazione prevalente quella di biblioteca civica affiancata da spazi espositivi (museo di Arti Applicate e Galleria d'arte contemporanea) e da una sala convegni.

A lato della galleria al piano terra alcuni locali sono destinati ad ospitare attività legate al marketing proprio di un Centro Culturale (shop del museo, negozi di musica librerie, antiquari). Sono inoltre previsti un bar ed un ristorante.

7.7.2 Metodo

Il metodo utilizzato nello sviluppo dello studio di sicurezza oggetto di questa relazione è costituito nell'applicazione dei criteri di analisi prestazionale antincendio, riconosciuti in ambito nazionale ed internazionale.

In particolare, il metodo adottato è consistito nell'adempimento delle varie fasi nelle quali viene suddivisa l'applicazione dell'analisi di tipo prestazionale, partendo dall'identificazione dello scopo e degli obiettivi del progetto, soffermandosi sulla

definizione dello scenario di incendio, e concludendo con l'analisi dei risultati previsti dalla simulazione.

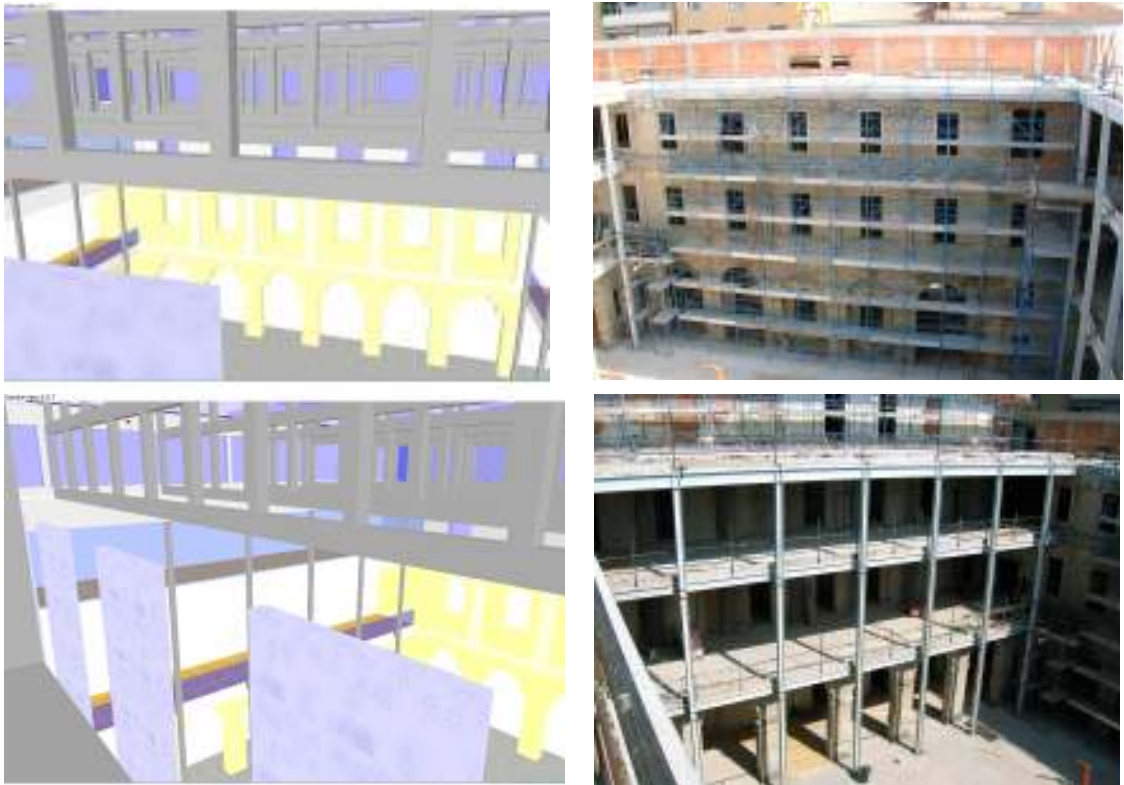


Figura 7.14. Rappresentazioni del modello numerico e dell'edificio reale oggetto dell'analisi svolta.

7.7.3 Scopo ed obiettivi

Lo scopo dello studio ha riguardato la previsione dell'andamento dei fumi prodotti da un incendio di riferimento, definito in base alla quantità ed alla tipologia di materiale combustibile presente nel volume oggetto dell'indagine.

L'ambiente esaminato è stato l'ampio spazio espositivo per l'arte contemporanea situato nel chiostro conventuale del polo culturale di S. Gaetano, ripristinato in tutta la sua ampiezza da una struttura reticolare in acciaio e coperta a vetrata.

E' previsto che tale spazio possa essere utilizzato anche per concerti e rappresentazioni teatrali per i quali, oltre al parterre, sarà disponibile anche la loggia del primo piano.

L'attività descritta è stata condotta applicando il modello di fluidodinamica computazionale FDS (versione 4.07) sviluppato dal NIST (*National Institute of Standards and Technology*).

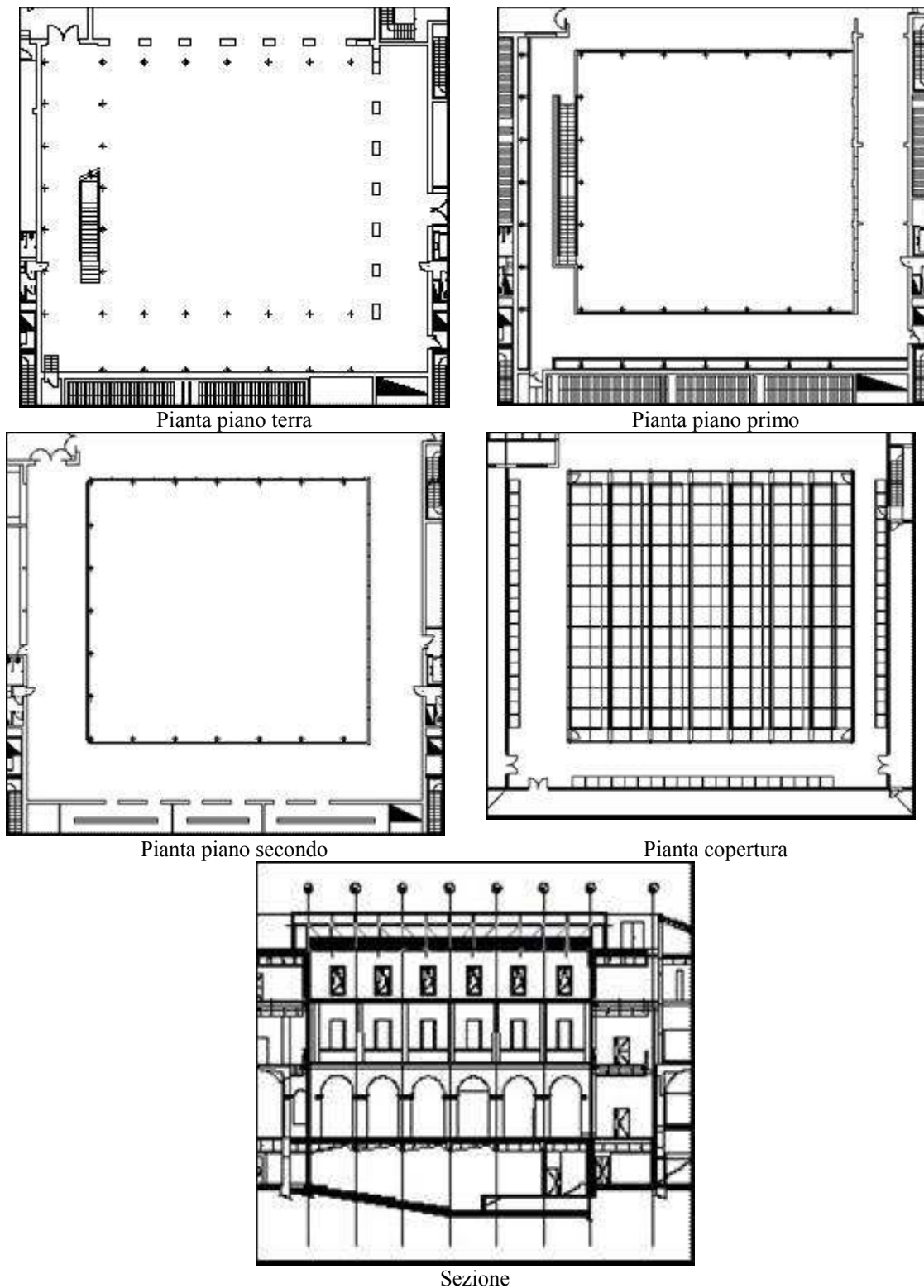


Figura 7.15. Elementi caratterizzazione del complesso oggetto dell'analisi svolta.

7.7.4 Definizione e set-up dello scenario di incendio

La selezione del scenario d'incendio è stata fatta seguendo le prescrizioni della Norma americana NFPA 101, che costituisce utile supporto per tali definizioni.

In particolare, si è scelto lo scenario d'incendio Numero 1, descritto in precedenza, e riportato qui nel seguito:

- scenario tipico che considera le attività, il numero e la localizzazione degli occupanti, le dimensione degli ambienti, la natura e l'entità degli arredi e degli elementi presenti, le proprietà degli elementi combustibili, delle possibili sorgenti di ignizione e le condizioni di ventilazione con specifica definizione del primo elemento che prende fuoco e della sua localizzazione.

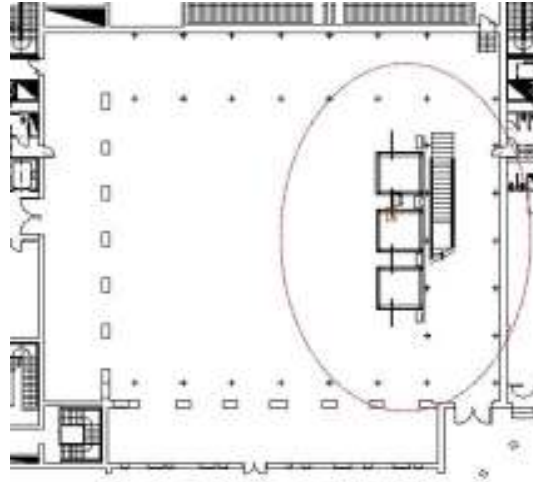


Figura 7.16. Inquadramento della zona dove è stato collocato l'innesco dell'incendio.

I materiali combustibili inclusi nella simulazione sono stati:

- divano ricoperto di tappezzeria;
- stendardo in materiale sintetico;
- imballaggi;
- chiostrò vendita riviste in legno con copertura in materiale plastico.

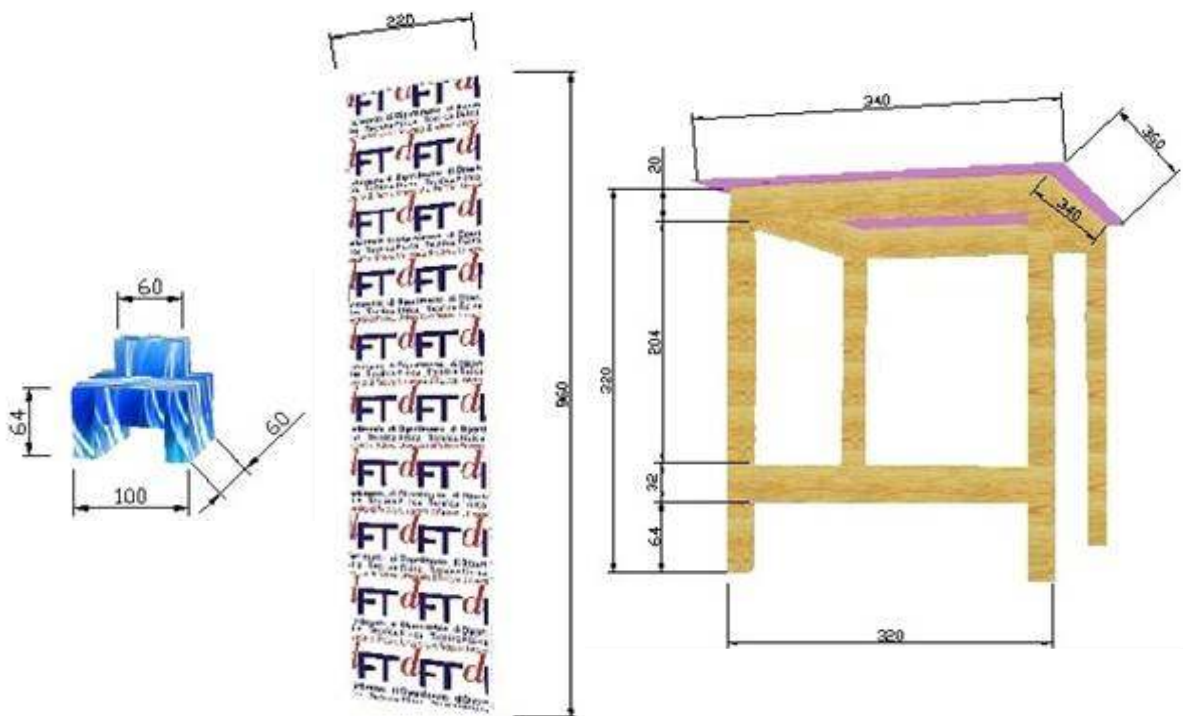


Figura 7.17. Rappresentazione e principali dimensioni di alcuni dei materiali combustibili inclusi nella simulazione.

Il dominio della simulazione è costituito da una porzione di fabbricato di ampiezza pari a 32 m, larghezza 32 m. L'altezza del dominio di simulazione è stata fissata in 17.3 m.

Il dominio di simulazione è stato suddiviso in 1.382.400 celle ($160 \times 160 \times 54$). Al fine di ottenere un andamento dei fumi verosimilmente rispondente alla realtà che non ne sottostimasse la velocità di stratificazione e di discesa dei fumi nell'ambiente, tutti gli elementi strutturali che caratterizzano il fabbricato sono stati inseriti nel modello di calcolo.

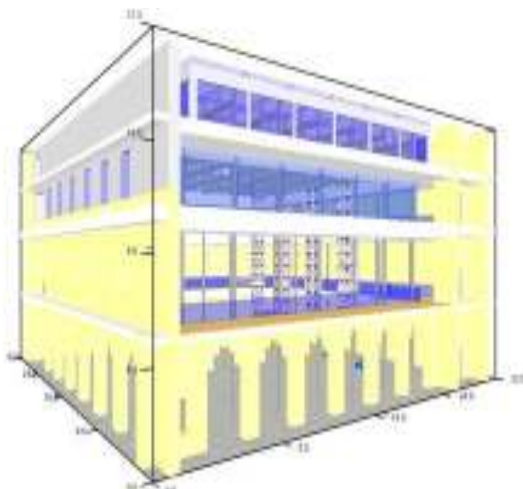


Figura 7.18. Rappresentazione del modello fluido-dinamico impiegato nel corso delle simulazioni svolte.

Avendo determinato la tipologia del materiale prevedibilmente presente in prevalenza, si è passati quindi a definire la reazione chimica di combustione da utilizzare nel modello in modo tale da poter prevedere nel modo più accurato la quantità di fumi prodotta dall'incendio ed il loro andamento spazio-temporale. L'incendio campione è stato ipotizzato avente un andamento in funzione del tempo di tipo quadratico secondo la modalità rapida, con tempo caratteristico di 150 secondi. La produzione di particolato, da cui dipende la visibilità risultante all'interno del dominio di calcolo, è stata fissata in $0.09 \text{ kg}_{\text{particolato}} / \text{kg}_{\text{combustibile}}$. La durata della simulazione è stata calcolata in base alle considerazioni che seguono:

- Il tempo di rivelazione, determinato in base alle caratteristiche dell'incendio campione prescelto è stato fissato in 220 s;
- Tra l'istante di rivelazione dell'incendio ed il momento in cui il processo di evacuazione ha effettivamente inizio può intercorrere un ritardo che, dipendendo da molteplici fattori, può essere in generale stimabile in $60 \div 120$ secondi. Per quanto riguarda l'oggetto dello studio, l'intervallo di inizio evacuazione è stato ritenuto pari a 90 secondi;
- Il percorso di esodo più sfavorito è di lunghezza circa pari a 33 m. Assumendo in modo cautelativo che la velocità di spostamento sia pari a 0,5 m/s (valore che risulta inferiore alla metà del valore di velocità di esodo tipicamente accettato in letteratura per condizioni normali) è possibile determinare il tempo necessario per raggiungere un luogo sicuro a partire dalla posizione più sfavorita in 70 secondi;

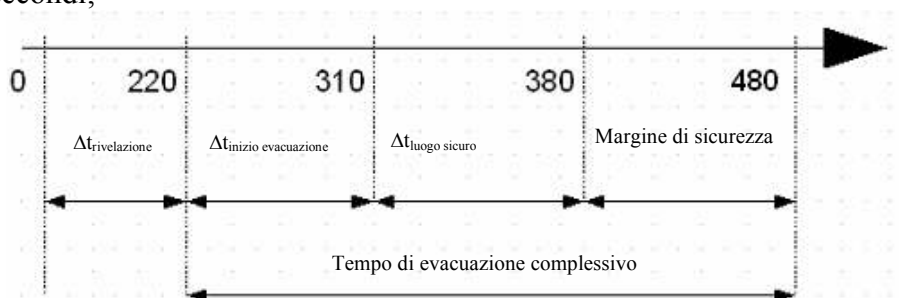


Figura 7.19. Riassunto dell'andamento temporale del processo di esodo.

La valutazione della rispondenza ai criteri prestazionali è stata impostata in base alla concentrazione di fumi ed alle risultanti condizioni di visibilità.

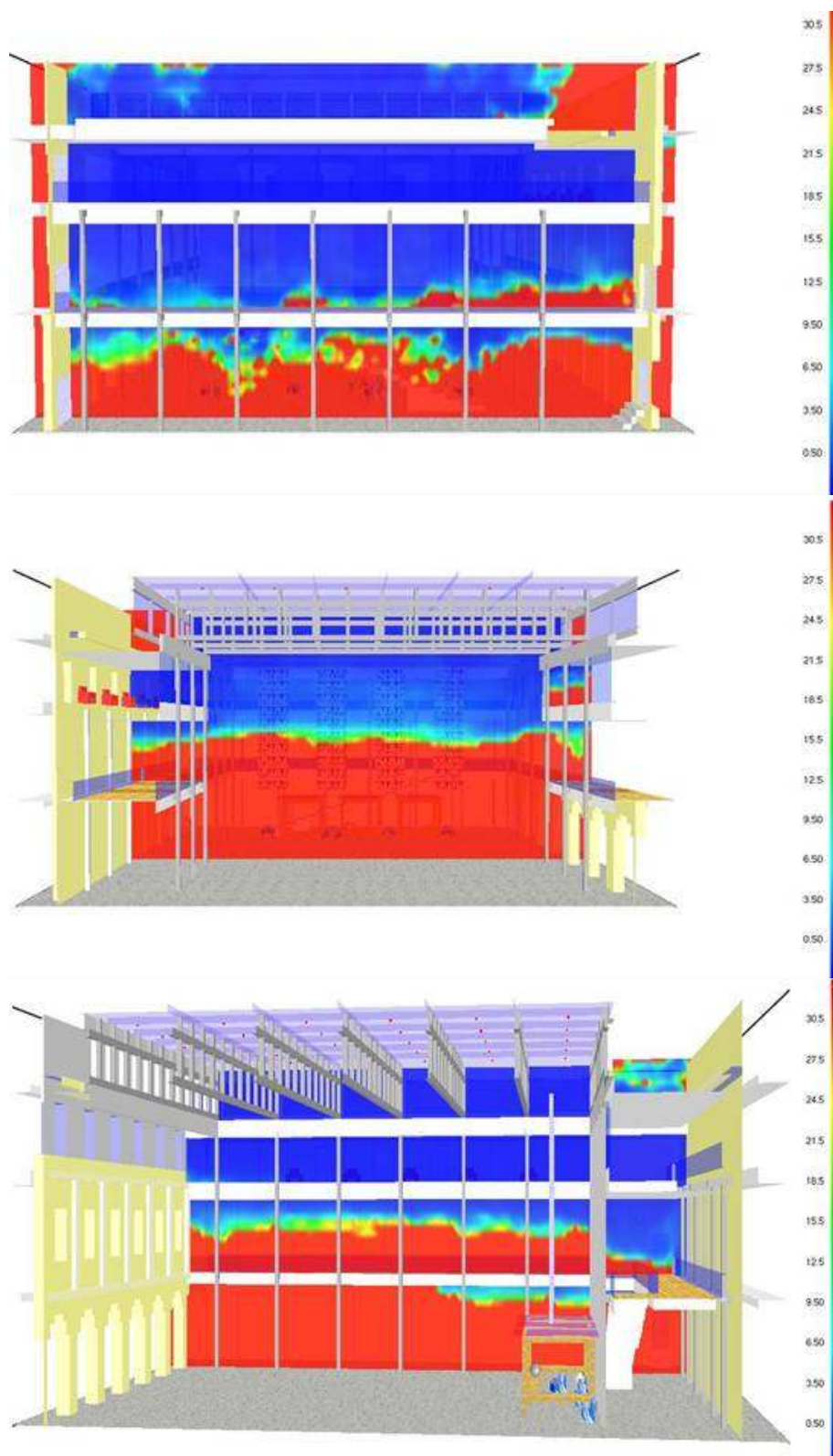


Figura 7.20. Livelli di visibilità previsti dal modello fluido-dinamico.

Come si evince dalla Figura 7.20, la visibilità al piano primo e secondo è scesa, al concludersi dell'arco temporale (480 s) simulato, fino a circa 0.5 m. L'andamento

temporale di tale grandezza è stato valutato per l'intera durata della simulazione attraverso il monitoraggio dei valori registrati in opportuni punti di misura, la cui collocazione è presentata nella Figura 7.21:



Figura 7.21. Collocazione dei punti di misura in corrispondenza dei quali è stato valutato il livello di visibilità.

Le condizioni di visibilità necessari all'evacuazione delle persone e al successivo intervento delle squadre di soccorso ha richiesto la predisposizione di dispositivi di evacuazione di fumo e calore in corrispondenza del chiostro.

La superficie utile totale di apertura degli evacuatori di fumo e calore, presenti in un compartimento a soffitto di superficie A_s , è determinata utilizzando i coefficienti α indicati nel prospetto III della norma UNI 9494 mediante la seguente formula:

$$S_{utile} = A_s \cdot \alpha / 100 \quad (20)$$

Il valore minimo previsto dalla norma UNI 9494 per l'altezza Y dal pavimento libera da fumo, è pari a $0,5 \cdot h$, dove h è l'altezza interna dell'edificio. Nel caso in esame, tenuto in considerazione l'elevata altezza, sarà data da:

$$Y = 0,75 \cdot h = 12,75 \quad (21)$$

Considerando il tempo di intervento delle squadre di emergenza, questo viene stimato in 10 minuti dal momento del funzionamento dell'allarme antincendio.

Il gruppo di dimensionamento viene individuato dal prospetto II della norma UNI. Ritenendo la velocità di sviluppo dell'incendio di tipo veloce, in corrispondenza di una durata convenzionale prevista di 10 minuti, si determina un gruppo di dimensionamento «4». La superficie utile totale d'apertura per il compartimento a soffitto viene calcolata in $11,76 \text{ m}^2$.

Prevedendo un evacuatore di fumo e calore ogni 70 m^2 , il numero degli stessi per la copertura a soffitto è dato da:

$$n = A_s / 70 = 8 \quad (22)$$

Supponendo di scegliere degli evacuatori di fumo e calore di dimensioni geometriche $1,5 \cdot 1,5 \text{ m}$ e superficie utile d'apertura pari a $1,5 \text{ m}^2$, si otterrà che il valore della superficie utile totale di apertura presente per il chiostro a soffitto è:

$$S_{utile} = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ m}^2 \quad (23)$$

che risulta maggiore di quella necessaria che è di $11,76 \text{ m}^2$.

Bibliografia

- Drysdale D., An introduction to Fire Dynamics, John Wiley & Sons, 1999.
 Marsella S., Nassi L., L'ingegneria della sicurezza e il processo prestazionale, EPC Libri, 2006.

- Mc Grattan K., Forney G., Fire Dynamics Simulator - User's Guide (Version 4), NIST Special Publication 1019, 2005.
- Mc Grattan K., Fire Dynamics Simulator – Technical Reference Guide (Version 4), NIST Special Publication 1018, 2006.
- Peacock R. D., Jones W. W., Reneke P. A., G. Forney, CFAST – Consolidated Model of Fire Growth and Smoke Transport User's Guide, NIST Special Publication 1041, 2005.
- Petterson N., Assessing the Feasibility of Reducing the Grid Resolution in FDS Field Modeling, Ph.D. thesis, University of Canterbury, Christchurch, New Zealand, 2002
- SFPE Handbook of Fire Protection Engineering (Third Edition), National Fire Protection Association, Quincy, Massachusetts, 2002.
- Zhang W., Hamer A., Klassen M., Carpenter D., Roby R., Turbulence Statistics in a Fire Room Model by Large Eddy Simulation, Fire Safety Journal, vol. 37, pp. 721-752, 2002.
- Zhou J., Hadjisophocleous G., Parameters Affecting Fire Plumes, ASHRAE Winter Meeting, 2008.

8. La previsione della concentrazione di inquinanti all'interno di un ambiente *indoor*. Confronto tra diversi approcci numerici applicati a varie modalità di ventilazione

8.1 Introduzione

Si ritiene che, nei Paesi sviluppati, le persone trascorrono più dell'80% della loro vita all'interno di spazi confinati. Tale caratteristica ha causato un crescente interesse verso la qualità ambientale. Tra i vari ambienti cui un individuo possa risultare esposto, la cucina risulta essere responsabile dell'emissione di una vasta gamma di inquinanti. Il tasso di ventilazione, così come la distribuzione dell'aria, ne influenzano pesantemente la dispersione. Gli strumenti a disposizione per l'analisi degli aspetti relativi alla ventilazione sono molteplici. E' possibile operare una distinzione suddividendo tra modelli macroscopici e microscopici. I primi sono noti anche come modelli a zone, o a resistenze. L'algoritmo alla base del processo di calcolo prevede l'idealizzazione dell'edificio in un circuito composto da zone, cioè da volumi caratterizzati ad ogni avanzamento temporale della simulazione dal medesimo valore per pressione, temperatura e concentrazione di inquinanti. Tali zone sono collegate tra di loro dai rami del detto circuito, che rappresentano i dispositivi attraverso i quali può avvenire il flusso dell'aria. Benché questo tipo di modello non sia in grado di fornire informazioni locali, come, ad esempio, la distribuzione delle velocità in una determinata regione, la semplicità dell'algoritmo di calcolo fa sì che risultino che i tempi di simulazione e le risorse computazionali richieste risultino contenuti. Gli strumenti di simulazione fluidodinamica si basano sulla soluzione della forma discretizzata delle equazioni di Navier-Stokes, cui si aggiunge la necessità della trattazione della turbolenza. I modelli CFD, grazie alla suddivisione del volume oggetto di indagine in un elevato numero di celle, sono capaci di fornire informazioni dettagliate circa la distribuzione delle velocità e degli eventuali contaminanti all'interno di uno spazio confinato. Il ricorso alla fluidodinamica computazionale è limitato però dall'elevato costo computazionale. Va prestata inoltre particolare attenzione alla definizione delle proprietà fisiche del modello e delle condizioni al contorno. La necessità di migliorare le previsioni ottenibili con i modelli a resistenze, senza comprometterne la rapidità di esecuzione, ha determinato lo sviluppo dei cosiddetti modelli a sotto-zona. L'ambiente analizzato viene suddiviso in numero di sotto-volumi, impiegando macrocelle bi o tridimensionali, di dimensioni maggiori rispetto a quelle impiegate nei modelli CFD. Per ciascuna di queste celle si assume il comportamento ideale del fluido aria. La portata fluente (\dot{m}_{i-j}) attraverso l'interfaccia verticale di separazione (A_i) tra le sotto-zone i -esima e j -esima è fornita dalla relazione:

$$\dot{m}_{i-j} = \varepsilon_{i-j} \cdot \sqrt{2\rho_i} \cdot C_d \cdot A_i \cdot |p_i - p_j|^{0.5} \quad (8.1)$$

in cui C_d rappresenta il coefficiente di perdita e p_i e p_j sono le pressioni di riferimento assegnate alle due sotto-zone in esame. Se queste si trovassero sovrapposte, nel calcolo della portata scambiata andrebbe aggiunto il termine idrostatico. La relazione riportata diventerebbe cioè:

$$\dot{m}_{i-j} = \varepsilon_{i-j} \cdot \sqrt{2\rho_i} \cdot C_d \cdot A_i \cdot \left| p_i - p_j - \frac{1}{2}(\rho_i g h_i + \rho_j g h_j) \right|^{0.5} \quad (8.2)$$

Il termine C_d esprime la resistenza al flusso opposta dall'interfaccia di separazione tra due zone. Benché il coefficiente proposto sia di 0.83 (Wurtz, 1999), altre fonti ne fanno

variare valore tra 0.4 ed 1 (Dascalaki et al., 1999), con 0.6 (Flourentzou, 1998) la stima più verosimile.

Il lavoro svolto espone i risultati cui si è pervenuti adottando i tre diversi approcci numerici descritti applicati alla modellazione di differenti modalità di ventilazione di una cucina residenziale. Tale ambiente ha dimensioni di $2.5 \text{ m} \times 4 \text{ m} \times 2.7 \text{ m}$, per un volume complessivo di 27 m^3 . Come indicatore della qualità dell'aria è stata presa la concentrazione risultante di anidride carbonica. La Figura 8.1 illustra la collocazione degli ingressi d'aria, della ripresa e della sorgente di CO_2 .

8.2 Caso di studio

Sono stati considerati diversi casi relativi a differenti portate di ventilazione ed emissioni di inquinanti. I dati relativi alle potenze installate per i bruciatori di un fornello ad uso residenziale sono stati ricavati dalla letteratura specializzata. Si è sempre accettata l'ipotesi di combustione stechiometrica.



Nell'ipotesi di gas ideale, le frazioni molari coincidono con le frazioni volumetriche. Segue che ad 1 Nm^3 di gas metano corrisponde 1 Nm^3 di anidride carbonica.

Sono stati simulati i casi relativi al rilascio termico di una potenza di 11 kW e 5.5 kW, corrispondenti rispettivamente all'accensione contemporanea di quattro e due fuochi. Dato il potere calorifico del metano di 37.8 MJ m^{-3} , le due potenze corrispondono ad un consumo di circa 1040 l h^{-1} e 520 l h^{-1} metano. La corrispondente emissione di inquinanti in termini di portata di massa in ingresso all'ambiente oggetto dell'analisi è stata di $5.6 \times 10^{-4} \text{ kg}_{\text{CO}_2} \text{ s}^{-1}$ e di $2.3 \text{ kg}_{\text{CO}_2} \text{ s}^{-1}$ rispettivamente per i due casi considerati.

Con riferimento alle modalità di ventilazione dell'ambiente oggetto dell'analisi sono state considerate due tecniche. Sono stati simulati i casi per i quali la cucina in esame è stata ventilata meccanicamente piuttosto che il caso per cui essa risultava invece ventilata naturalmente. Nel primo caso, le portate d'aria considerate sono state di $55 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, $100 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ e $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. È stato supposto che, data la portata di aspirazione fissata, l'unico ingresso consentito all'aria fosse rappresentato dal sottoporta che idealmente separava la cucina simulata dal rimanente spazio abitato. Non è stata considerata la permeabilità all'aria delle pareti. Nel secondo caso, la ventilazione dell'ambiente è stata affidata a due bocchette, di area pari a 100 cm^2 , collocate a 0.3 m e 2.3 m rispetto al pavimento dell'ambiente cucina simulato.

Il modello a zone è stato costruito suddividendo il volume analizzato in quattro macrozone (evidenziate in blu in Figura 8.2), ciascuna delle quali è stata a sua volta scomposta in due sotto-regioni (contornate in nero in Figura 8.2).

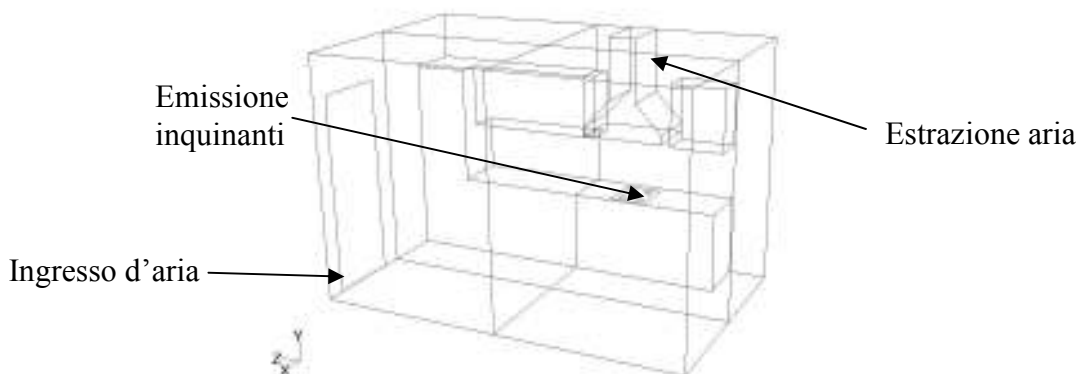


Figura 8.1. Rappresentazione dell'ambiente cucina considerato nel corso delle simulazioni svolte.

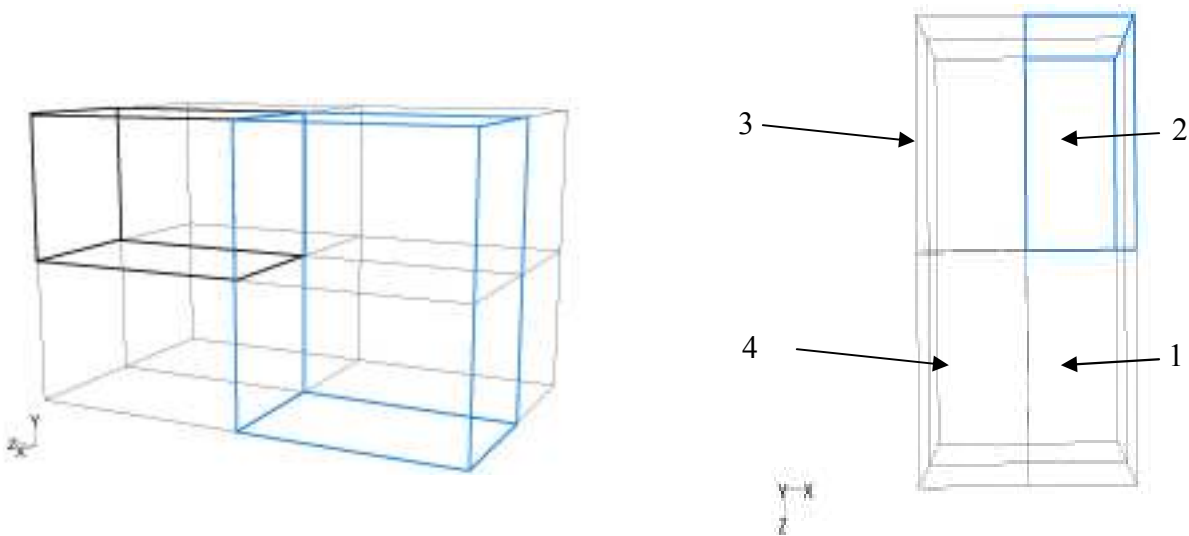


Figura 8.2. Macrozone di riferimento adottate nel corso dell'analisi svolta e suddivisione delle stesse in sotto-volumi impiegati per l'implementazione del modello a zone.

La sorgente di CO_2 , il cui livello è stato adottato come indicatore della qualità dell'aria risultante, è stata collocata all'interno della macro-zona 3. Lo scambio di portata tra i volumi così ricavati è stato calcolato in base alle relazioni riportate ai punti (8.1) e (8.2). In particolare, i risultati verranno presentati in funzione di diversi valori assunti dal termine C_d , il coefficiente di perdita che rappresenta la resistenza al flusso opposta dall'interfaccia di separazione tra le varie sotto-zone.

Gli obiettivi delle simulazioni svolte sono stati i seguenti:

- confrontare i risultati prodotti dai diversi approcci numerici al problema, modello a resistenze con unico nodo aria, modello multi-zone a sotto-volumi e calcolo fluido-dinamico;
- confrontare i risultati relativi alla distribuzione di anidride carbonica a seconda che venisse inclusa nel modello o meno la trattazione del pennacchio termico dovuto al piano cottura;
- paragonare l'efficienza delle diverse tecniche di ventilazione, meccanica e naturale, in termini di capacità di rimozione dell'inquinante (CO_2) generato.

8.3 Condizioni a contorno

I dati relativi alle condizioni a contorno impiegate nella simulazione fluido-dinamica del pennacchio termico sono stati tratti da (Kosonen, 2006). I risultati delle simulazioni effettuate sono stati confrontati con i dati sperimentali disponibili. Tale confronto, date le diverse portate considerate nella presente analisi, è presentato nella Figura 8.3:

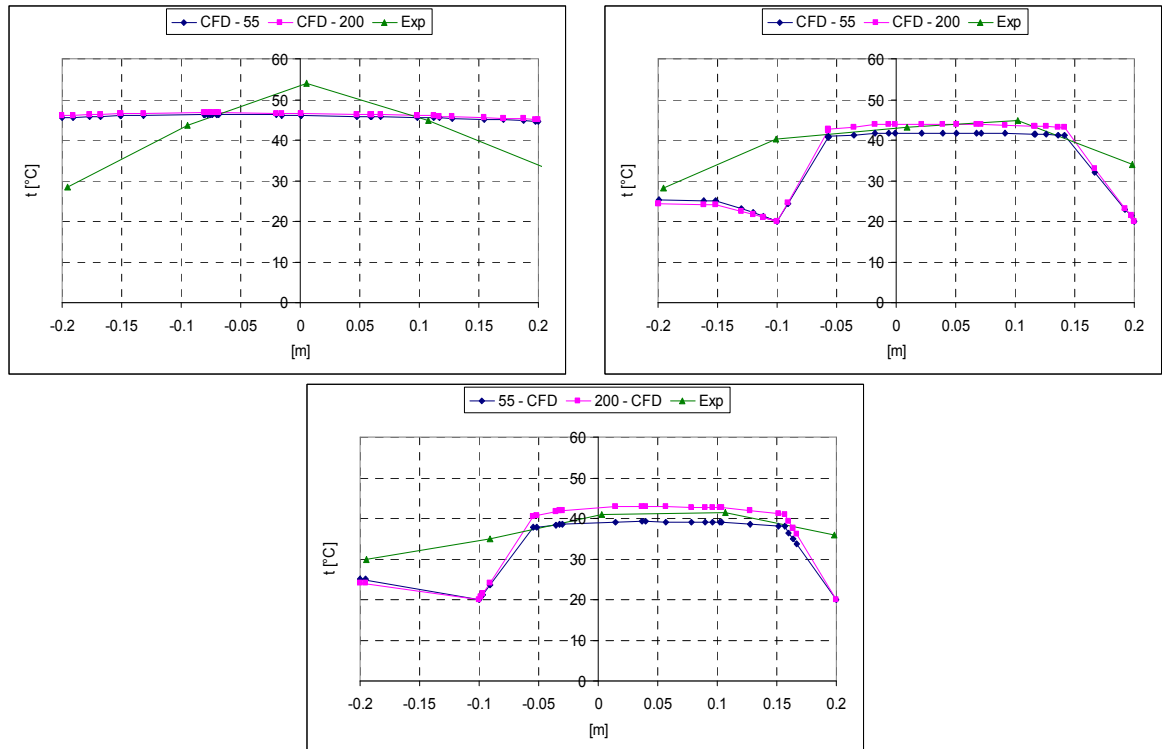


Figura 8.4. Confronto tra i risultati delle simulazioni fluido-dinamiche (55 – CFD e 200 – CFD) e i risultati sperimentali relativi alle temperature previste al di sopra del piano cottura.

I risultati delle simulazioni fluido-dinamiche sono inoltre stati dimostrati essere indipendenti dal particolare modello di turbolenza prescelto (Figura 8.5). Per l'esposizione dei risultati si fa riferimento alla suddivisione dell'ambiente oggetto dell'indagine in macrovolumi così come raffigurato in Figura 8.2:

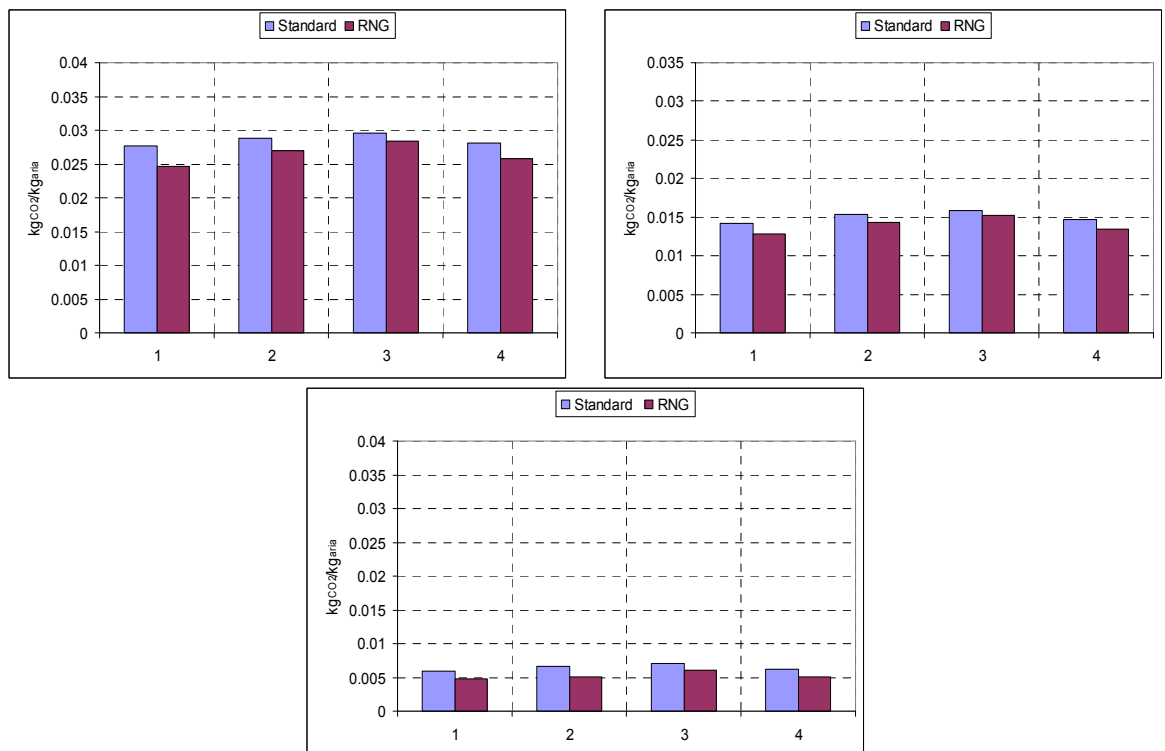


Figura 8.5. Confronto tra i risultati delle simulazioni fluido-dinamiche ottenuti impiegando due distinti modelli di turbolenza: standard $k-\varepsilon$ e $k-\varepsilon$ RNG.

Le relazioni implementate nel modello a sotto-zone per tenere conto della portata (q_v) dovuta agli effetti convettivi del pennacchio termico creato dall'accensione sono state le seguenti:

$$q_v = 0.05 \times (z + z_0)^{5/3} \Phi^{1/3} \quad (8.4)$$

$$q_v = 0.006 \times (z + z_0)^{5/3} \Phi^{1/3} \quad (8.5)$$

Nelle espressioni riportate q_v è in m^3/s , Φ indica la frazione convettiva della potenza rilasciata dal piano cottura (W), z_0 rappresenta l'origine virtuale del pennacchio termico originatosi dal piano cottura. Questo termine va collocato $1.7 D_h$ al di sotto del piano stesso, essendo D_h il diametro idraulico della sorgente di calore. Questo può essere stimato in base alla relazione (Kosonen, 2006):

$$D_h = \frac{2LW}{L+W} \quad (8.6)$$

dove L (m) e W (m) rappresentano rispettivamente lunghezza e larghezza della sorgente di calore considerata.

8.4 Risultati

Figura 8.6 illustra il confronto tra i risultati dell'approccio fluido-dinamico (CFD) e quello a resistenze ad un unico nodo aria (Mono-zona) relativi alla simulazione dell'ambiente cucina considerato, data l'ipotesi di ventilazione completamente meccanica e dati i tre valori di portata d'aria ipotizzati. I risultati esposti fanno riferimento alla generazione di CO_2 corrispondente ad un rilascio termico di 11 kW (a) e di 5.5 kW (b).

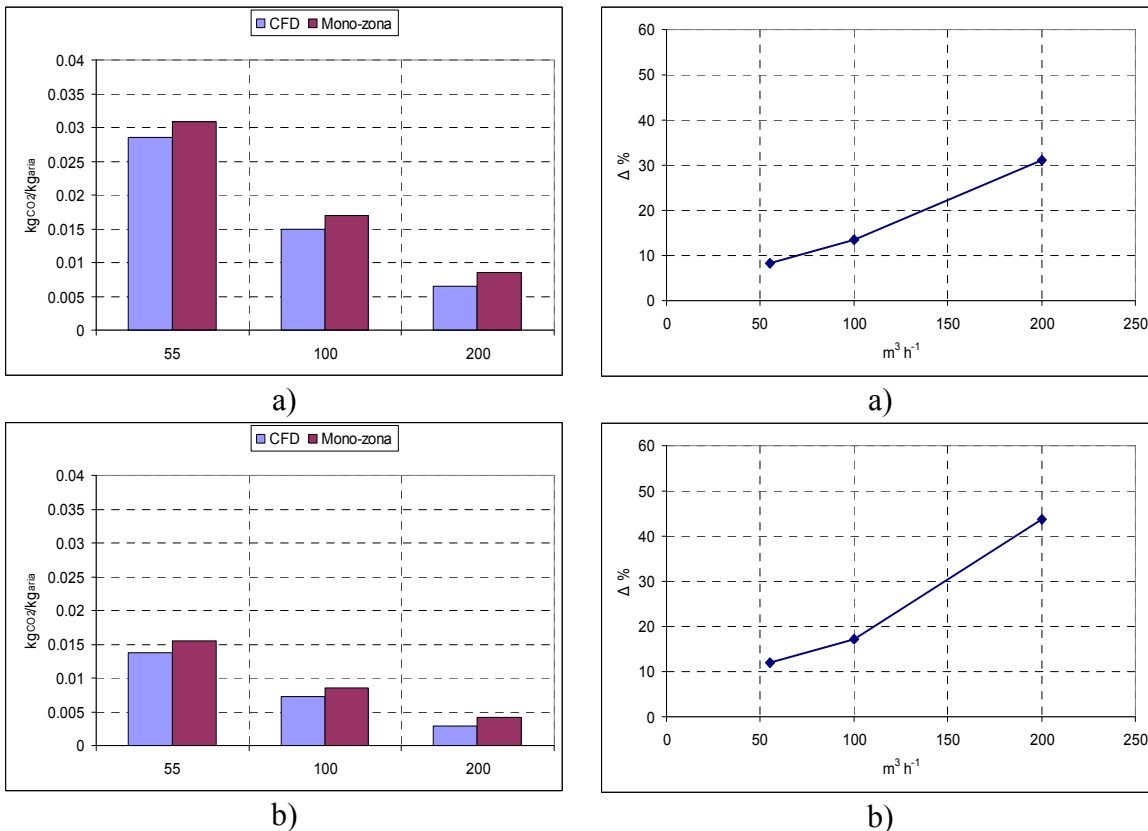


Figura 8.6. Confronto tra diversi approcci numerici, fluido-dinamico (CFD) e modello ad un unico nodo aria (Mono-zona), in termini di concentrazione prevista di CO_2 . La generazione di inquinanti è relativa ad una potenza di 11 kW (a) e di 5.5 kW (b).

L'influenza dell'inclusione all'interno del modello numerico del pennacchio termico dovuto al piano cottura è presentato in Figura 8.7. I risultati fanno riferimento al caso di cucina ventilata meccanicamente, con portata fissata in $200 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$. La numerazione riportata segue la suddivisione illustrata in Figura 8.2.

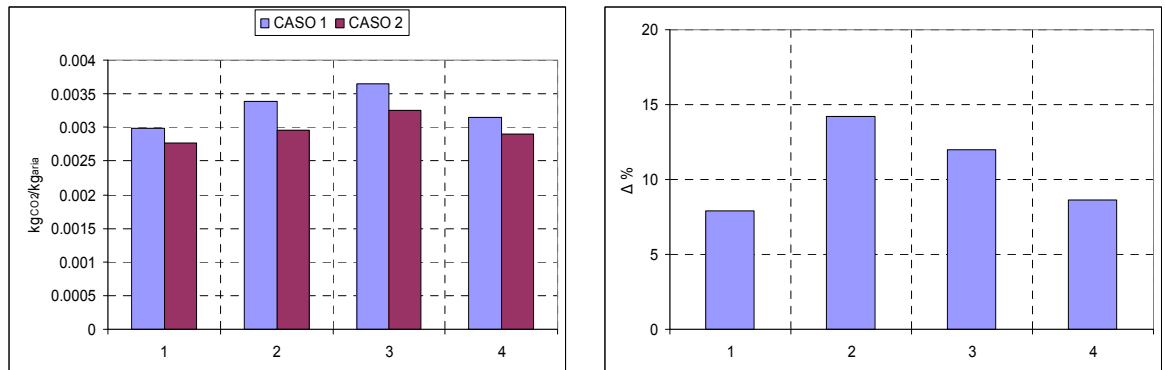


Figura 8.7. Confronto tra le concentrazioni previste per le diverse zone in cui si è suddiviso l'ambiente oggetto dell'analisi a seconda che nel modello fluido-dinamico fosse omessa (CASO 1) o meno (CASO 2) la modellazione del pennacchio termico dovuto al piano cottura.

Il confronto tra i risultati del modello di simulazione fluido-dinamico e quelli ottenuti in base al metodo a resistenze, date le due diverse formule proposte per il calcolo degli effetti convettivi dovuti al pennacchio termico associato al piano cottura, è presentato in Figura 8.8.

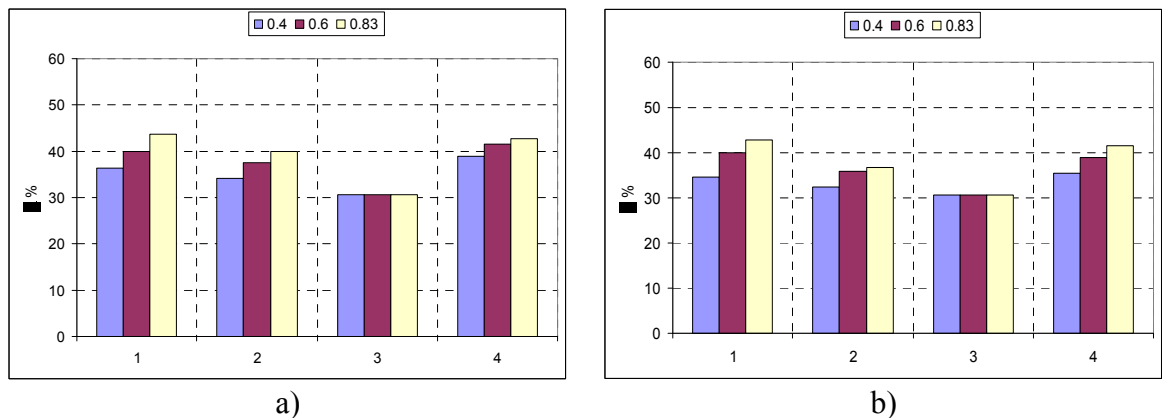


Figura 8.8. Confronto tra le concentrazioni previste dal modello fluidodinamico e da quello a sotto-zone per le diverse zone in cui si è suddiviso l'ambiente oggetto dell'analisi in funzione del valore assunto dal coefficiente di perdita C_d . Per il calcolo degli effetti convettivi dovuti al pennacchio termico: a) è stata impiegata la relazione (8.4); b) è stata impiegata la relazione (8.5).

E' inoltre interessante considerare la discrepanza tra risultati fluidodinamica e modello a sottozone nel caso che in quest'ultimo non fosse stato incluso alcuna formula per il calcolo degli effetti termici dovuti all'accensione del piano cottura. Tale confronto è proposto in Figura 8.9.

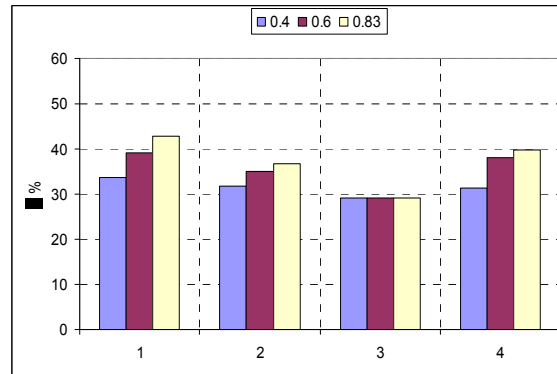


Figura 8.9. Confronto tra le concentrazioni previste dal modello fluidodinamico e da quello a sotto-zone per le diverse zone in cui si è suddiviso l'ambiente oggetto dell'analisi in funzione del valore assunto dal coefficiente di perdita C_d . Nel modello a sotto-zone non è stata inclusa la trattazione del pennacchio termico dovuto all'accensione del piano cottura.

Come è ricavabile, l'ordine di grandezza dell'errore è paragonabile nei due casi. La giustificazione di tale andamento è stata trovata nella suddivisione in sotto-zone dell'ambiente oggetto dell'analisi. Tale suddivisione non si è dimostrata in grado di cogliere aspetti peculiari del campo fluido simulato. Per tale motivo, la discretizzazione adottata è stata aggiornata con l'aggiunta di ulteriori sotto-zone, secondo quanto riportato in Figura 8.10, in corrispondenza della regione presso la quale si ha la maggiore generazione di inquinante e maggiori sono gli effetti convettivi.

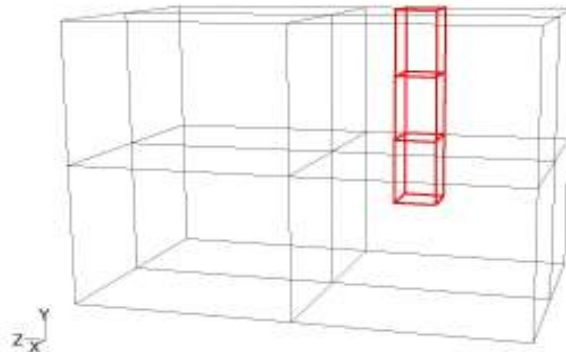


Figura 8.10. Introduzione di ulteriori sotto-zone nel modello a resistenze.

Il confronto tra i risultati fluido-dinamici e modello a zone data la nuova discretizzazione adottata è presentato in Figura 8.11.

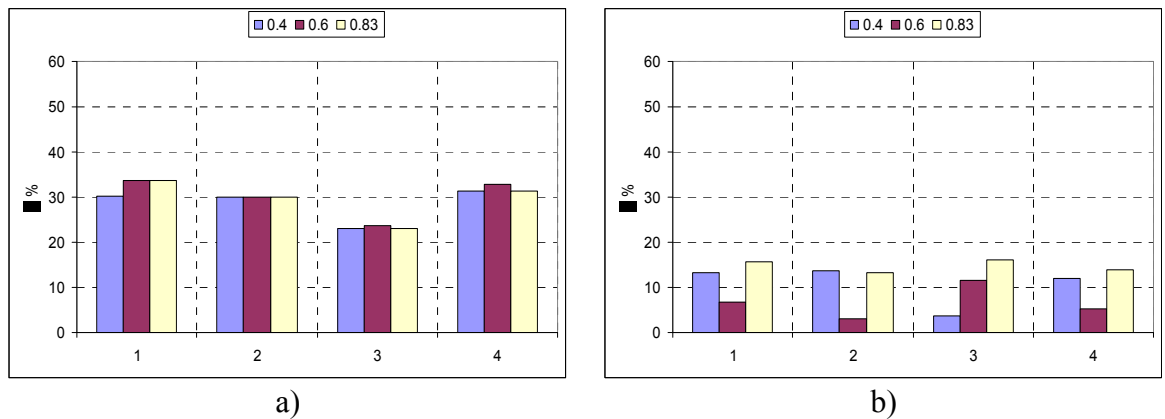


Figura 8.11. Confronto tra le concentrazioni previste dal modello fluidodinamico e da quello a sotto-zone per le diverse zone in cui si è suddiviso l'ambiente oggetto dell'analisi in funzione del valore assunto dal coefficiente di perdita C_d . Per il calcolo degli effetti convettivi dovuti al pennacchio termico: a) è stata impiegata la relazione (8.4); b) è stata impiegata la relazione (8.5).

Infine, è stato trattato il confronto tra le modalità di ventilazione, meccanica e naturale, dell'ambiente cucina oggetto dell'analisi. La configurazione del dominio considerata nel caso di ventilazione naturale è presentata in Figura 8.12. L'area di ciascuna delle bocchette è di 100 cm^2 . La simulazione è stata condotta in condizioni tipicamente estive: la temperatura dell'ambiente esterno è stata di 30°C . Le condizioni a contorno interne invece sono state scelte in modo da mantenere una temperatura dell'aria di 26°C .

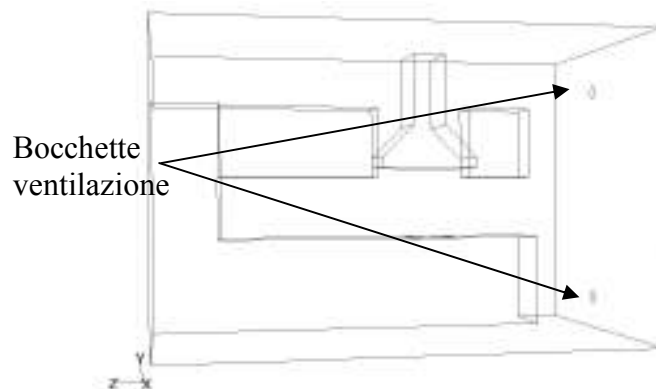


Figura 8.12. Collocazione delle bocchette di ventilazione nel caso di dominio ventilato naturalmente.

La portata fluente (Q) nell'implementazione a zone è stata calcolata impiegando la relazione:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (8.7)$$

Figura 8.13 illustra la differenza tra le portate previste da modello fluido-dinamico e modello a resistenze.

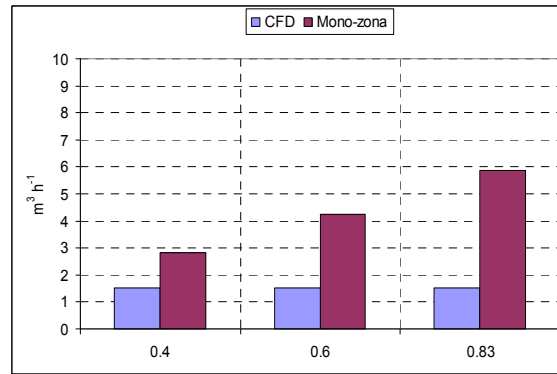


Figura 8.13. Collocazione delle bocchette di ventilazione nel caso di dominio ventilato naturalmente.

8.5 Conclusioni

L'analisi svolta ha riguardato il confronto dei risultati prodotti da diversi approcci numerici riguardanti la previsione della distribuzione di inquinanti all'interno di una ambiente destinato ad uso cucina. Gli strumenti di calcolo confrontati sono stati modello a resistenze, modello a sotto-zone e tecniche di simulazione CFD. I risultati hanno evidenziato come all'aumentare della portata di ventilazione l'errore commesso adottando l'ipotesi di perfetta miscelazione possa superare il 40%. Questo motivo suggerisce l'impiego del modello a sotto-zone che limita l'errore nelle previsioni alla zona di emissione dell'inquinante. A riguardo di questa regione, grande importanza assume la corretta modellazione degli effetti convettivi dovuti al pennacchio termico generato dal piano cottura, sia da un punto di vista fluido-dinamico che da quello relativo alla scelta della formula adottata per il calcolo della portata interessata.

Bibliografia

- Abadie M.O., Limam K., 2007. Numerical evaluation of the particle pollutant homogeneity and mixing time in a ventilated room. *Building and Environment* 42, pp.3848-3854.
- Daoud A., Galanis N., 2008. Prediction of airflow patterns in a ventilated enclosure with zonal methods. *Applied Energy* 85, pp. 439-448.
- Dascalaki E., Santamouris M., Bruant M., Balaras C.A., Bossaer A., Ducarme D., Wouters P., 1998. Modeling large openings with COMIS. *Energy and Buildings* 30, pp. 105-115.
- Flourentzou F., Van der Maas J., Roulet C.-A., 1998. Natural ventilation for passive cooling: measurement of discharge coefficients. *Energy and Buildings* 27, pp. 283-292.
- Kosonen R., Koskela H., Saarinen P., 2006. Thermal plumes of kitchen appliances: Cooking mode. *Energy and Buildings* 38, pp.1141-1148.
- Kosonen R., Koskela H., Saarinen P., 2006. Thermal plumes of kitchen appliances: Idle mode. *Energy and Buildings* 38, pp.1130-1139.
- Mora L., Gadgil A.J., Wurtz E., 2003. Comparing zonal and CFD model predictions of isothermal indoor airflows to experimental data. *Indoor Air* 2003, 13:77-85.
- Stewart J., Ren Z., 2003. Prediction of indoor gaseous pollutant dispersion by nesting sub-zones within a multizone model. *Building and Environment* 38, pp.635-643.
- Teshome E.J., Haghghat F., 2004. Zonal models for indoor air flow – a critical review. *International Journal of Ventilation* 2, pp.119-29.

Wurtz E., Nataf J.M., Winkelmann F., 1999. Two- and three-dimensional natural and mixed convection simulation using modular zonal models in buildings, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42, pp. 923–940.

Verein Deutscher Ingenieure VDI, Standard 2052: Ventilation Equipment for Kitchens, 1984.

Verein Deutscher Ingenieure VDI, Standard 2052: Ventilation Equipment for Kitchens, 1999.

9. Influenza delle condizioni microclimatiche a bordo della cabina di un aviogetto di linea sul benessere dei passeggeri. Il progetto europeo ICE

9.1 Introduzione

Le condizioni a bordo dei moderni voli di linea sono sicuramente più sicure ed accoglienti rispetto a quelle offerte dalle generazioni precedenti di aeroplani. Alcuni aspetti peculiari del microclima tipico dell'ambiente cabina sono però ritenuti potenzialmente pericolosi per la salute ed il comfort dei passeggeri. Tra questi, il livello di pressurizzazione, la rumorosità, le vibrazioni, la percentuale di umidità relativa, la qualità dell'aria in termini di concentrazioni di sostanze nocive e lo spazio offerto al passeggero.

I moderni aeroplani viaggiano ad una quota di crociera compresa tra i 9150 ed i 12200 m. La pressurizzazione della cabina mantiene l'ambiente interno ad una pressione variabile tra i 760 mmHg, valore corrispondente a quello relativo alla quota del mare, ed i 564 mmHg, valore corrispondente ad una quota di poco più di 2500 m.

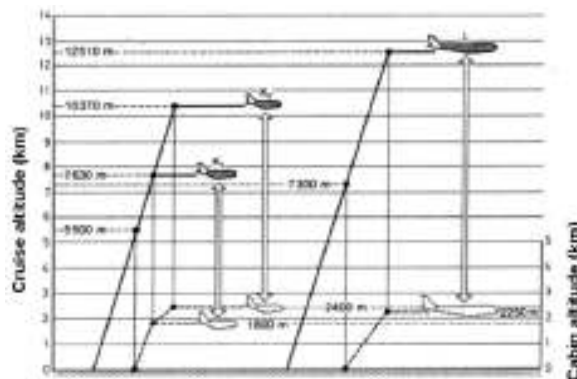


Figura 9.1. Quota di crociera ("cruise altitude") e quota equivalente ("cabin altitude") mantenuta dal sistema di pressurizzazione all'interno della cabina.

La pressione parziale dell'ossigeno rappresenta circa il 20% del valore atmosferico. Dato che la concentrazione di ossigeno in ambiente rimane inalterata, la diminuzione della pressione all'interno della cabina determina una corrispondente diminuzione della quantità d'ossigeno inspirata. Le risposte dell'organismo umano a tale fenomeno sono: iperventilazione ed aumento del ritmo cardiaco. Queste potenzialmente costituiscono causa di ipossia ed aritmia. Il livello di saturazione del sangue, per individui in buona salute ed al livello del mare, è in genere pari al 95%. Al diminuire della pressione in cabina, tale livello decresce. Per individui a riposo ma in stato di veglia esposti ad un livello di pressione corrispondente ad una quota di 2500 m, il valore atteso è di circa il 90%, con una variabilità compresa tra l'85% ed il 93% dopo 30 min di volo. Tale valore si è attestato attorno all'80% per individui assopitisi. Come riferimento, è riconosciuto come livelli inferiori all'85% possano causare una diminuzione delle capacità mentali.

I livelli ottimali per l'umidità relativa sono collocati tra il 40% ed il 70%. Il livello di umidità presente all'interno della cabina dipende dal tipo di aeroplano, dalla quota di crociera, dal tasso di ventilazione della stessa e dal numero di persone a bordo. Al termine di voli a lunga percorrenza, è attestato come l'umidità possa scendere fino al 3%. I possibili effetti di valori così bassi sono secchezza di labbra, pelle e d'occhi ed irritazione di gola e di tutte le membrane dell'organismo umano. Un basso contenuto di

umidità inoltre può condurre alla disidratazione, soprattutto in presenza di individui che abbiano fatto uso di sostanze diuretiche come alcool o caffè.

I moderni voli di linea possono avere durata superiore alle 10 ore. La prolungata forzata permanenza all'interno della cabina fa sì che la qualità del posto a sedere sia di fondamentale importanza per il benessere del passeggero. Lo spazio a disposizione di quest'ultimo, per voli in classe "economy", varia tra 76 cm - 86 cm. Benché manchi ancora ad oggi una chiara evidenza clinica, il termine "*Economy Class Syndrome*" si riferisce alla formazioni di trombi e conseguenti embolie polmonari tra passeggeri di voli a lunga distanza, volanti in classe economica. La durata del volo, con particolare incidenza per tratte superiori ai 10.000 km, combinata a predisposizione individuale, è ritenuta essere l'evento promotore.

La qualità dell'aria all'interno della cabina dipende dal tasso globale di ventilazione, dal sistema di distribuzione dell'aria, dal grado di ricircolo, il valore assunto dall'umidità relativa e dal numero di persone presenti. Composti volatili organici (VOC) emessi da persone, arredamento della cabina, fluidi del circuito idraulico dell'aeroplano ed anidride carbonica rappresentano i principali responsabili della contaminazione dell'ambiente interno.

ICE ("*Ideal Cabin Environment*") è un progetto Europeo che vede coinvolti protagonisti di diversi Paesi avente come oggetto la necessità di incrementare il livello di conoscenza riguardante gli effetti delle condizioni microclimatiche interne alla cabina sulla salute ed il benessere dei passeggeri. Il consorzio degli Enti che partecipano ad ICE, composto da 15 organizzazioni (università, centri di ricerca, industria aeronautica) rappresentanti otto Paesi europei, si è proposto di determinare con la conclusione del progetto, di durata triennale, i livelli ottimali dei parametri ambientali, specificando inoltre l'importanza di comprenderne le interazioni reciproche. I risultati del progetto sono il frutto di una serie di esperimenti condotti su circa 1500 volontari, tra i quali rappresentanti di gruppi a rischio in quanto sofferenti di malattie respiratorie e cardiache in modo da rappresentare nel modo più completo possibile lo spettro del pubblico viaggiante, cui è stato richiesto di partecipare a delle simulazioni di volo. Tali test sono stati condotti presso due simulatori che consentono la fedele riproduzione delle caratteristiche micro-climatiche proprie dell'interno di una cabina di un aviogetto ad uso civile: l'ACE ("*Aircraft Cabin Environment*") di proprietà del BRE ("*British Research Establishment*") e l'FTF ("*Flight Test Facility*") gestito dal tedesco Fraunhofer Insitut. Durante tali simulazioni sono stati registrati i dati relativi alla risposta fisiologica e psicologica a diverse condizioni ambientali ottenute facendo variare pressione, temperatura, tasso di ventilazione e rumorosità.

9.2 Il simulatore di volo FTF

L'FTF è costituita da un cilindro di 30 m in grado di alloggiare al suo interno i primi 16 m che compongono la fusoliera di un aviogetto. L'arredamento interno di questo è stato ricreato in modo da ricostruire le caratteristiche di una moderna cabina di un aereo di linea.



Figura 9.2. Immagini che rappresentano la collocazione della porzione di cabina all'interno del simulatore di volo ed arredamento interno della stessa.

La parte del progetto ICE svolta presso l'FTF è consistita di 29 simulazioni di volo della durata di 7 h, a partire dal Novembre 2006 e conclusesi nel gennaio 2007. Per quattro di queste, il pubblico è stato composto con soggetti affetti da patologie polmonari o cardiovascolari per esaminare le conseguenze del volo sugli appartenenti ai cosiddetti "gruppi a rischio". Per meglio evidenziare le conseguenze del microclima simulato rispetto alle condizioni standard dei soggetti, ciascuna simulazione veniva iniziata e conclusa con 30 minuti di registrazione delle condizioni fisiologiche di riferimento. I parametri ambientali sono stati fatti variare nel modo che segue:

- Pressione in cabina: ambiente (l'apparato sperimentale è sito in località ad 680 m sul livello del mare), 875 hPa, 812 hPa, 753 hPa;
- Umidità relativa: 10%, 25% e 40%;
- Temperatura dell'aria: 21°C, 23°C e 25°C;
- Rumorosità: 55.1 dB(A), 64 dB(A), 69 dB(A) e 74 db(A).

Per ciascuna delle simulazioni di volo, il pubblico dei volontari è stato assortito secondo i criteri esposti in Tabella 9.1.

Tabella 9.1. Criteri di selezione dei soggetti ammessi alla simulazione di volo, in funzione di età e sesso.

Età	18 - 34	35 - 49	50+
Uomini	6 o 7	7 o 6	7
Donne	7 o 6	6 o 7	7

Durante la simulazione di volo, ai soggetti ammessi veniva richiesto di compilare dei questionari. Il primo conteneva domande contenenti quesiti circa il livello di benessere percepito, lo stato d'animo ed il livello di soddisfazione personale. Questo tipo di questionario veniva distribuito durante il periodo di ambientamento all'interno della cabina e dopo 90 minuti, 240 minuti e 390 minuti dall'inizio di ciascun test.

Comfort: Rate your comfort in relation to the environment

For me, the overall temperature is currently ...

too cool				comfortable			too warm
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
---	--	-	+	-	--	---	
-3	-2	-1	0	1	2	3	

For me, the air is currently ...

too dry				comfortable			too humid
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
---	--	-	+	-	--	---	
-3	-2	-1	0	1	2	3	

For me, the sound is currently ...

too quiet				comfortable			too loud
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
---	--	-	+	-	--	---	
-3	-2	-1	0	1	2	3	

How would you estimate the conditions in general?

Currently the conditions are ... for me

uncomfortable							comfortable
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
---	--	-	-/+	+	++	+++	
-3	-2	-1	0	1	2	3	

Figura 9.3. Alcune delle domande tratte dal questionario sottoposto ai soggetti ammessi alla simulazione di volo e relative scale di valutazione.

Il secondo tipo di questionario invece indagava aspetti relativi allo stato di salute personale. La compilazione dei questionari era obbligatoria. Per ciascuna simulazione di volo, le variabili ambientali di interesse sono state misurate ad intervalli regolari di un minuto. L'umidità relativa veniva registrata in corrispondenza di ciascuna fila di posti, ad un'altezza di 1.1 m. I valori relativi alla temperatura dell'aria fanno riferimento alla media, riferita all'intera durata del volo, delle misure registrate a 0.1 m, 0.6 m e 1.1 m da termometri collocati a file sfalsate. La pressione è quella rilevata all'interno della cabina.

Tabella 9.2. Valori di riferimento per la pressione all'interno della cabina e valori impiegati nelle varie combinazioni di condizioni ambientali utilizzate nel corso delle simulazioni di volo.

Pressione (hPa)		
Valore di riferimento	Valore medio registrato	σ
Ambiente	938.9	0.9
875	875.2	0.8
812	813.9	0.8
753	753.7	1.2

Tabella 9.3. Valori di riferimento per l'umidità relativa all'interno della cabina e valori impiegati nelle varie combinazioni di condizioni ambientali utilizzate nel corso delle simulazioni di volo.

Umidità relativa (%)		
Valore di riferimento	Valore medio registrato	σ
40	40.93	1.6
25	24.10	1.2
10	10.93	1.54

Tabella 9.4. Valori di riferimento per la temperatura dell'aria all'interno della cabina e valori impiegati nelle varie combinazioni di condizioni ambientali utilizzate nel corso delle simulazioni di volo.

Temperatura (°C)		
Valore di riferimento	Valore medio registrato	σ
25	24.29	0.58
23	22.49	0.75
21	20.78	0.92

Tabella 9.5. Valori di riferimento per la rumorosità all'interno della cabina e valori impiegati nelle varie combinazioni di condizioni ambientali utilizzate nel corso delle simulazioni di volo.

Rumorosità (dB(a))		
Valore di riferimento	Valore medio registrato	σ
74	73.8	1.1
69	68.8	1.1
64	63.8	1.1
55.1	55.1	2.5

Il livello di rumorosità riprodotto è quello relativo tipico di un aviogetto Airbus A320 durante le varie fasi del volo, decollo ed atterraggio compresi. Tale rumorosità è ricreata da una serie di altoparlanti, distribuiti uniformemente all'interno della cabina. La calibratura di questi è avvenuta a cabina vuota, con microfoni collocati 0.65 m al di sopra del sedile ed a circa 0.15 m dallo schienale.



Figura 9.4. Collocazione della strumentazione a bordo della cabina. Dall'alto a sinistra in senso orario: umidità relativa, temperatura dell'aria (110 cm e 60 cm), temperatura radiante e velocità dell'aria (10 cm).



Figura 9.5. Collocazione della strumentazione a bordo della cabina. Dall'alto a sinistra in senso orario: temperatura superficiale delle pareti (110 cm e 60 cm), temperatura del pavimento, temperatura superficiale delle pareti (10 cm).

9.3 Risultati

Le Figure 9.6–8 riportano la mediana e gli interquartili dei voti relativi al livello di comfort percepito con riferimento alle domande riguardanti temperatura, umidità e rumorosità. Nel raggruppare le risposte secondo la variabile ambientale associata, gli altri parametri variano liberamente.

Valutazione del livello di benessere percepito in funzione della temperatura mantenuta in cabina per diversi momenti della simulazione di volo

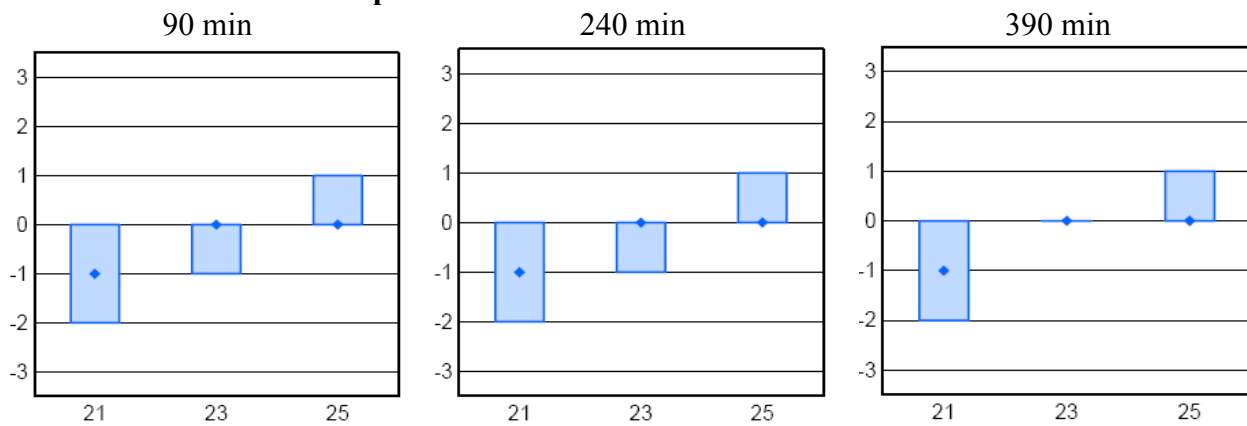


Figura 9.6. Valutazione del comfort percepito in funzione della temperatura dell'aria mantenuta in cabina.

Valutazione del livello di benessere percepito in funzione del livello di umidità relativa registrato in cabina per diversi momenti della simulazione di volo

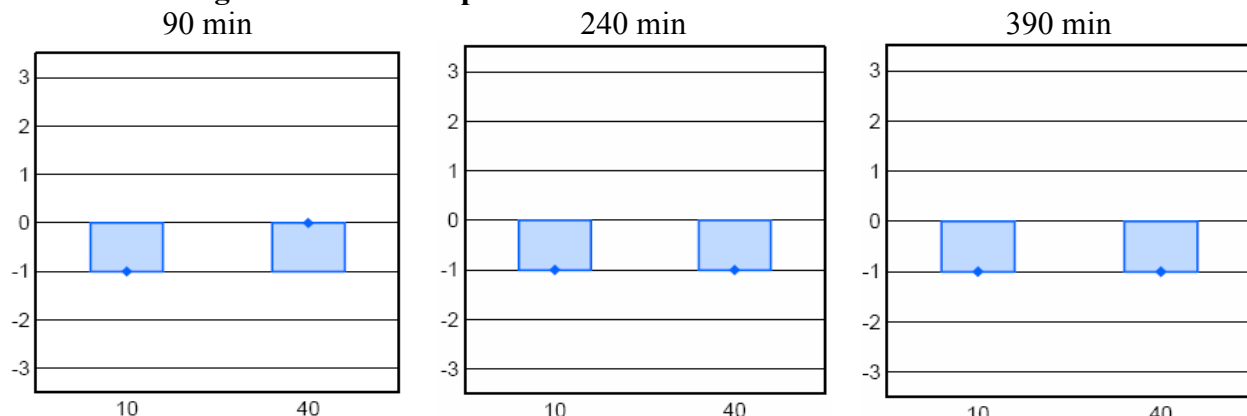


Figura 9.7. Valutazione del comfort percepito in funzione del livello di umidità relativa mantenuto in cabina.

Valutazione del livello di benessere percepito in funzione della rumorosità della cabina per diversi momenti della simulazione di volo

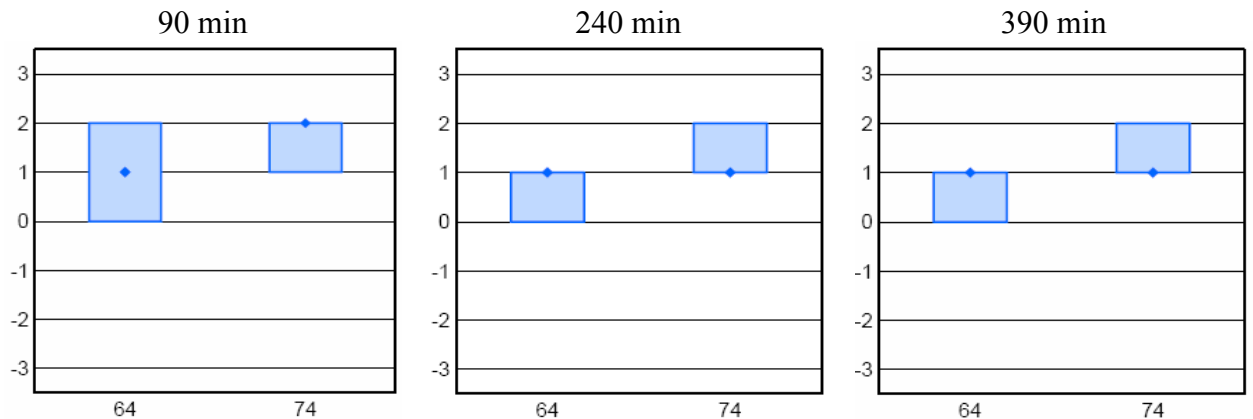


Figura 9.8. Valutazione del comfort percepito in funzione della rumorosità mantenuta in cabina.

9.4 Analisi del campo di velocità all'interno della cabina dell'aviogetto

L'allestimento del simulatore di volo utilizzato per la campagna sperimentale e la partecipazione al progetto ICE ha impegnato il periodo compreso tra l'Ottobre 2008 ed il Febbraio 2007. Tale arco temporale è stato utilizzato per la collocazione della strumentazione di misura, il rodaggio e la messa in opera del sistema di ventilazione e climatizzazione della cabina, il monitoraggio dei parametri ambientali di interesse. In particolare, gran parte del lavoro è stato dedicato alla velocità dell'aria.

Le condizioni presenti all'interno della cabina sono state indagate con una serie di test precedenti l'inizio della campagna sperimentale prevista dal progetto ICE. A tali prove si riferiscono le immagini che seguono. Figura 9.9 riporta la collocazione dei punti di misura. Figura 9.10 raccoglie i dati relativi a condizioni di getto isoterma. Figura 9.11 invece illustra le informazioni inerenti il caso di cabina mantenuta a 23°C e sistema di raffreddamento esterno della cabina attivo. In entrambi i casi, la portata totale introdotta ammontava a complessivi 2786 m³ h⁻¹.

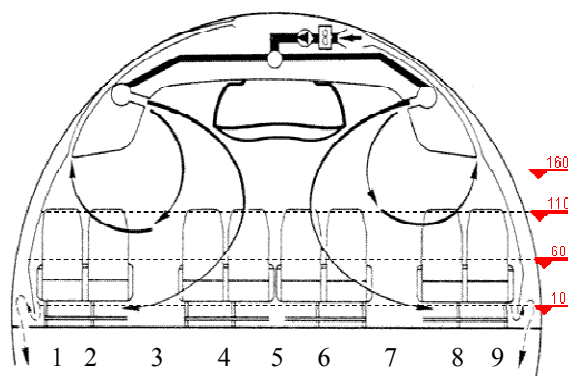


Figura 9.9. Collocazione dei punti di misura.

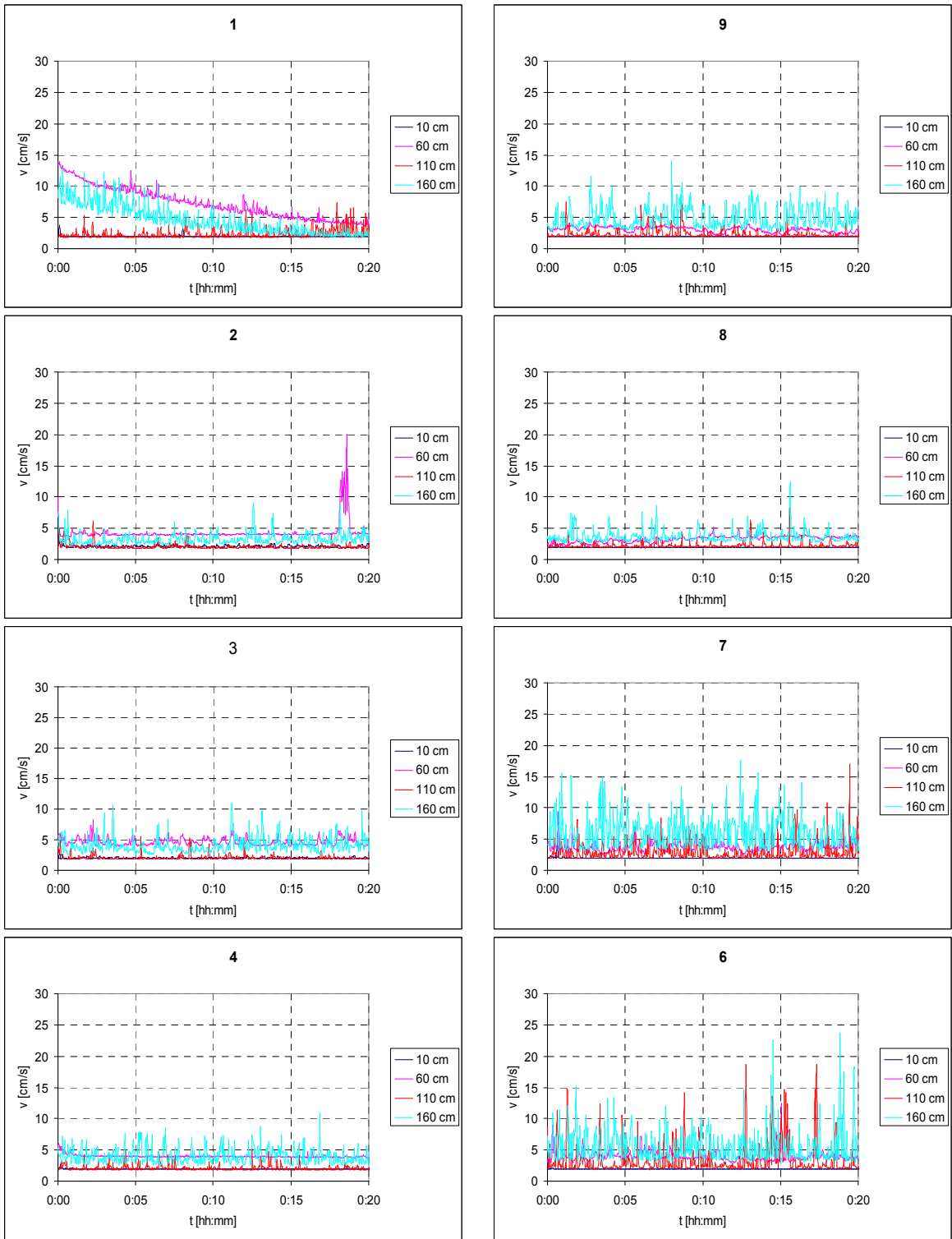


Figura 9.10. Velocità dell'aria, con riferimento ai punti di misura riportati in Figura 9.9. Le condizioni di ventilazione della cabina sono isoterme.

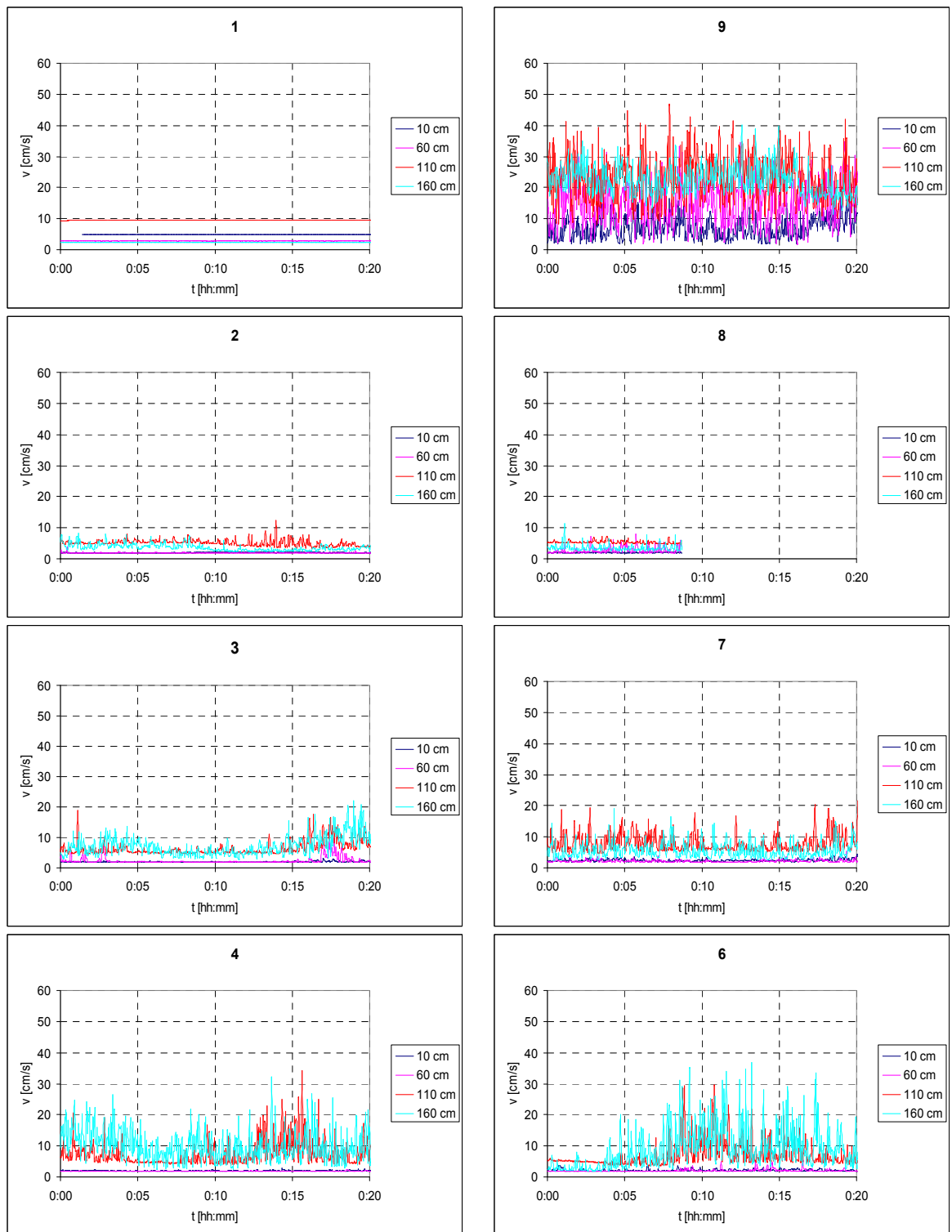
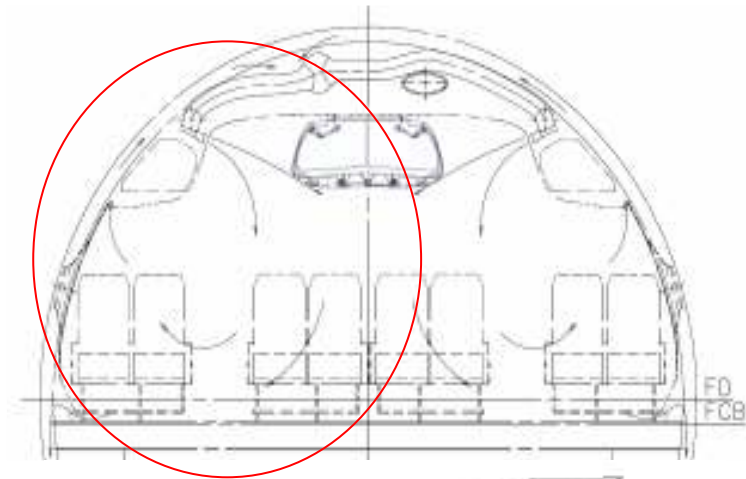


Figura 9.11. Velocità dell'aria, con riferimento ai punti di misura riportati in Figura 9.9. La temperatura all'interno della cabina è di 23°C. E' inoltre attivo il sistema di raffreddamento esterno della fusoliera.

I dati raccolti sono stati impiegati per l'elaborazione di un modello numerico per la simulazione fluido-dinamica della cabina. Data la simmetria delle condizioni di moto, confermata dai risultati esposti nelle Figure 9.10 e 9.11, con l'eccezione del Punto 9, il dominio di calcolo, illustrato in Figura 9.12, è stato impostato includendo solo una porzione della cabina.



Piano di simmetria

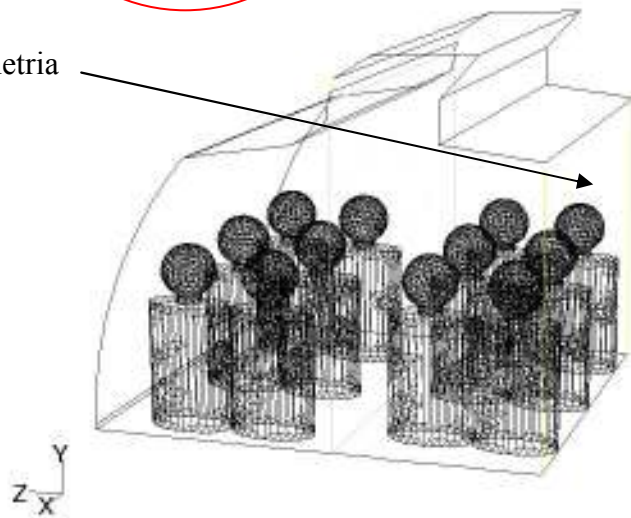


Figura 9.12. Caratterizzazione del dominio di calcolo adottato nelle simulazioni fluido-dinamiche svolte.

Il confronto tra i dati ricavati dalle misure, i valori presentati si riferiscono alla media della registrazione, ed i risultati delle simulazioni fluido-dinamiche è presentato nelle Figure 9.13 e 9.14:

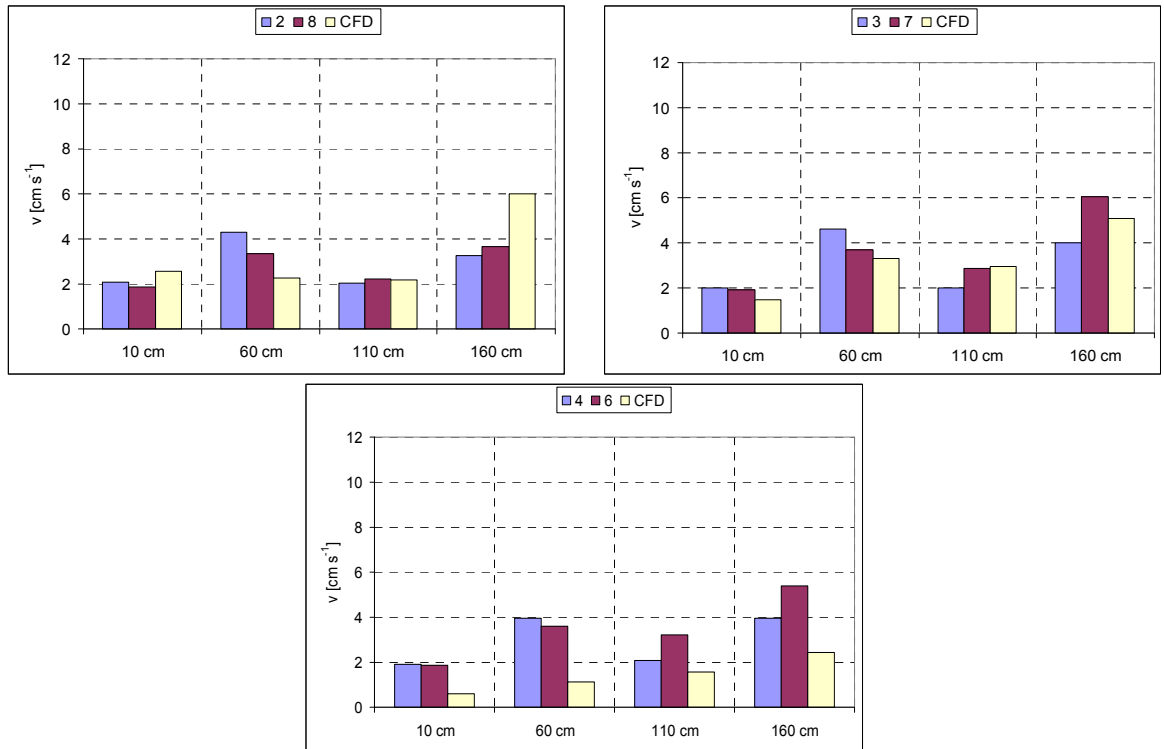


Figura 9.13. Confronto tra valori misurati e valori previsti dal modello CFD con riferimento a diversi punti di misura. Condizioni del getto: isoterme.

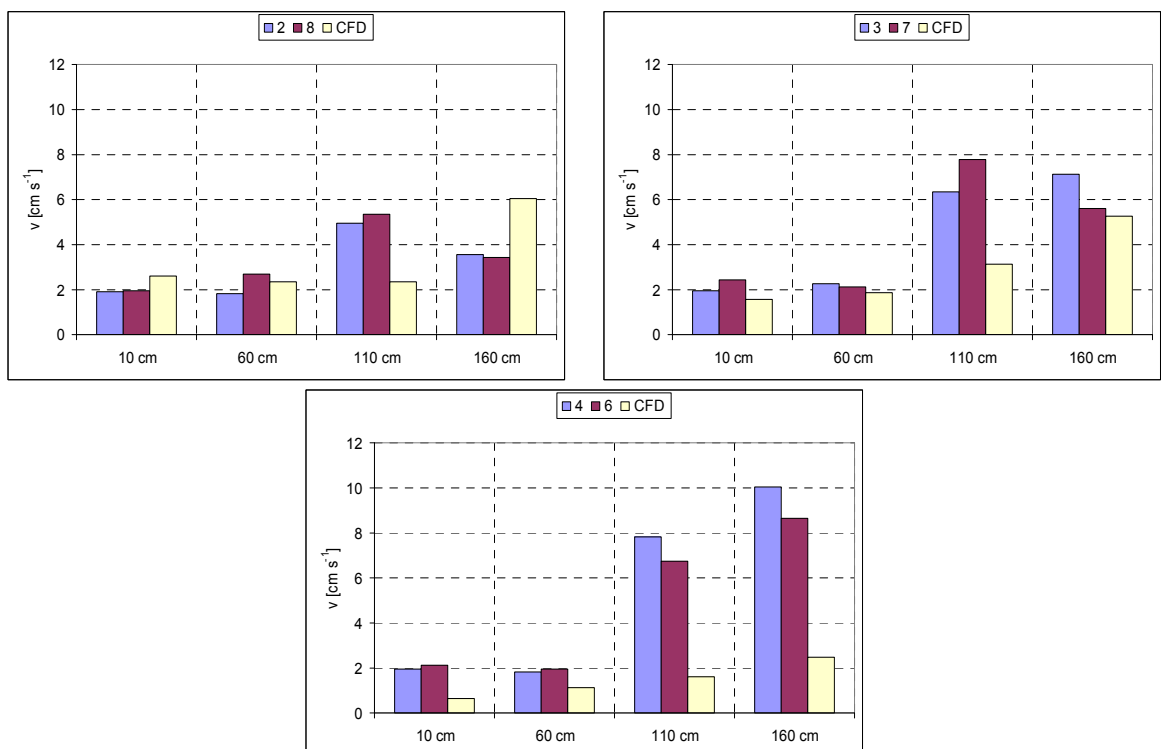


Figura 9.14. Confronto tra valori misurati e valori previsti dal modello CFD con riferimento a diversi punti di misura. Interno cabina mantenuta a 23°C.

Dai risultati esposti si può notare come, date le ipotesi assunte, il modello fluidodinamico della cabina elaborato sia in grado di prevedere con sufficiente precisione le condizioni di moto per i punti di misura 2, 3, 7 ed 8. Meno accurate invece le previsioni riferite ai punti 4 e 6, soprattutto in relazione alle due quote più elevate, 60

cm e 110 cm, i più vicini al piano di simmetria ipotizzato. Tali risultati spingono verso la necessità di future indagini sulla migliore caratterizzazione della particolare condizione al contorno adottata.

9.5 Conclusioni

Il trasporto aereo serve annualmente circa un miliardo di persone. La climatizzazione ambientale degli aeroplani rappresenta un aspetto di grande attualità vista la crescente dimestichezza con il viaggio aereo e dati i timori che riguardano la possibile influenza del microclima caratteristico della cabina sulla salute dei passeggeri. ICE è stato un progetto che ha voluto rispondere agli interrogativi ancora presenti circa le migliori condizioni cui esporre il pubblico viaggiante. Per la prima volta, è stata studiata l'influenza della pressione sul livello di benessere percepito. I risultati ottenuti andranno a costituire l'ossatura attorno alla quale è in definizione il progetto di norma prEN 2222 - *Aircraft integrated air quality and pressure standards, criteria and determination methods*- di prossima pubblicazione. L'analisi delle caratteristiche ambientali proprie delle cabine rappresenta inoltre un ambito di impiego per le tecniche di simulazione fluidodinamica. Grazie alla recente evoluzione delle capacità di calcolo messe a disposizione dalla moderna tecnologia, essa rappresenta uno strumento alternativo alla prototipazione sperimentale, consentendo, a costi decisamente inferiori, l'analisi parametrica dell'efficacia di diverse soluzioni progettuali riguardanti le geometrie o le condizioni a contorno ipotizzate. Costituirà oggetto di futura indagine la caratterizzazione del dominio di calcolo, volta alla ricerca della migliore attribuzione delle condizioni a contorno tale da garantire la maggiore precisione possibile dei risultati ottenuti.

Bibliografia

- Grün G., Hellwig R., Holm. H.A., Trimmel M., 2007. Interrelations of comfort parameters in a simulated aircraft cabin. In. Proceedings of the 11th International Conference on Indoor Air Quality and Climate. Indoor Air 2008, Copenhagen, Denmark, 2008,
- Grün G., Holm H.A., 2008. Passenger well-being in ideal cabin environment. International Meeting for Aviation Product Support Processes - IMAPP 2008.
- Grün G., Holm H.A., Luks N., Malone-Lee J., Trimmel M., Schreiber R., Mellert V., Kos J., Hofbauer W., 2008. Impact of Cabin Pressure on Aspects of the Well-Being of Aircraft Passengers – A Laboratory Study. Proceedings of 26th ICAS Congress, Anchorage, Alaska, USA.
- Hinninghofen H., Enck P., 2006. Passenger well-being in airplanes. *Autonomic Neuroscience: Basic and Clinical* 129, pp. 80–85.
- Mayer E., Grün G., Hellwig R., Holm. H.A., 2007. The New Pressurised Fraunhofer Flight Test Facility Offered to the Scientific Cabin Environment Network. Proceedings of 1st CEAS European Air and Space Conference, Berlin, Germany, CEAS, pp 889-893.
- Nicholson A.N., Cummin R.C.A., Giangrande L.F.P., 2003. The airline passenger: current medical issues, *Travel Medicine and Infectious Disease* 1, pp. 94–102.
- O'Donnell A, Donnini G., Nguyen V. H., 1991. Air quality, ventilation, temperature and humidity in aircraft, *ASHRAE. Journal* 4.



Figura 9.20 Logo del consorzio degli enti partecipanti al progetto ICE.

Il progetto ICE ha visto la collaborazione degli Enti che seguono:

- BRE (British Research Establishment);
- Airbus Deutschland GmbH;
- Antanas Gustaitis Aviation Institute of Vilnius Gediminas Technical University;
- Avitronics Research;;
- Civil Aviation Authority, Aviation Health Unit;
- Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V.;
- EADS Innovation Works Germany;
- Fraunhofer Institut für Bauphysik;;
- Medical University of Vienna;
- Stichting National Lucht en Ruimtevaartlaboratorium;
- Royal Free and University College Medical School;
- Streit Technische Gebäude Ausrüstung;
- Carl-von-Ossietzky Universität Oldenburg;
- Università degli Studi di Padova;
- Czech Technical University in Prague.

10. Conclusioni

I vari temi trattati nel corso del lavoro svolto hanno ribadito l'importanza della simulazione come ausilio alla progettazione finalizzata al risparmio energetico, alla tutela della sicurezza di persone e cose ed alla valutazione del livello di quella che viene definita come qualità globale dell'ambiente interno.

La parte dedicata alla valutazione delle prestazioni energetiche delle tecniche di raffrescamento passivo ha evidenziato come gli strumenti software di simulazione dinamica, grazie agli elevati livelli di dettaglio consentiti, permettano una comprensione approfondita delle conseguenze energetiche delle varie scelte progettuali. Per quanto concerne gli aspetti di sicurezza, l'introduzione all'interno del quadro normativo nazionale dell'approccio prestazionale alla prevenzione incendi ha determinato un crescente interesse verso i vari strumenti di simulazione con cui valutare l'equivalenza delle varie misure di protezione attiva e passiva.

L'applicazione delle tecniche di simulazione fluidodinamica alla simulazione delle condizioni ambientali caratteristiche del microclima proprio di un ambiente particolare, ma di crescente importanza, quale la cabina di un aereo commerciale è risultata in una buona corrispondenza tra valori misurati e previsti.

Dato un particolare problema, l'insieme delle assunzioni semplificative e delle relazioni logico-matematiche che legano tali assunzioni costituiscono il modello del problema indagato. Elaborato il modello, la simulazione consente la valutazione del sistema oggetto di studio, ne permette l'analisi delle prestazioni e ne rende possibile la valutazione della risposta a determinate sollecitazioni.

Il ricorso alla simulazione numerica in fase di progetto si rende necessaria per i casi in cui la necessità di eseguire previsioni ad analisi su un elevato numero di casi di studio, non permette, almeno nelle fasi iniziali, la realizzazione di prototipi. Nella pratica inoltre, la simulazione virtuale è in grado di fornire risposte coerenti in tempi e costi decisamente ridotti rispetto a quanto richiesto dal monitoraggio reale.

La simulazione numerica inoltre consente il confronto tra più sistemi e la determinazione del valore ottimale di un parametro all'interno della definizione di un particolare problema.

Elemento fondamentale che ha costituito un aspetto comune di tutti i casi analizzati e che rappresenta un punto chiave nel ricorso alle tecniche di simulazione è dato dalla comprensione del sistema simulato. Tale comprensione si esplica nell'identificazione delle principali variabili di stato del problema trattato, nella corretta definizione di proprietà ed attributi, nell'organizzazione delle interrelazioni esistenti tra i vari parametri e nell'individuazione degli obiettivi richiesti alla simulazione. La comprensione del modello quindi permette di verificare la corrispondenza tra questi e il sistema originale in tutti i particolari aspetti importanti.

Il processo descritto permette di valutare l'appropriatezza del livello di astrazione impiegato, livello dal quale dipende l'estensione del campo di validità del modello elaborato entro i cui limiti è possibile far valere le conclusioni ottenute.

10. Elenco delle pubblicazioni

- 1 M. De Carli, M. Scarpa, G. Villi, R. Zecchin. La ventilazione naturale - Climatizzazione di ambienti confinati: analisi di risparmio energetico. CDA condizionamento dell'aria riscaldamento refrigerazione. vol. 11, pp. 34-44, 2006.
- 2 G. Villi. Analisi prestazionale di un elemento vetrato di tipo innovativo. Casa&Clima N.9 Ottobre 2007.
- 3 G. Villi, M. De Carli, A. Polito. Analisi di sensibilità dei fattori che influenzano la resa economica di un impianto cogenerativo applicato al residenziale accoppiato a macchine ad assorbimento. Convegno AICARR: Riduzione dei Fabbisogni e Risparmio Energetico nel Settore Residenziale. Padova, Bari e Catania 2008.
- 4 G. Villi, M. De Carli, G. Ballestini. Application of the hybrid ventilation concepts to a real building: a hospice sited in the North East region of Italy. Proceedings of the 11th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Copenhagen 2008.
- 5 G. Villi, R. Zecchin. Il ricorso a programmi di simulazione per la previsione delle conseguenze di un incendio – confronto tra codici di calcolo ed analisi della sensibilità dei risultati ad alcuni parametri di input. 63° Congresso ATI, Palermo 2008.
- 6 P. Nielsen, F. Allard, H. B. Awbi, L. Davidson, A. Schälin. Computational Fluid Dynamics in Ventilation Design. Traduzione italiana per conto di AICARR a cura di S. Schiavon e G. Villi. Flaccovio Editore, pp. 152.
- 7 G. Villi. Adjustment of the ventilation rates based on the variation in time of the actual needs. Innovative Concepts for Exergy Efficient Energy Systems and Appliances in Buildings and Small Communities. IEA Annex 49.
- 8 G. Ascenzi, G. Villi, G. Vulpiani. Guida all'utilizzo di FDS (Fire Dynamics Simulator). La modellazione automatica degli scenari d'incendio (in preparazione).
- 9 G. Villi, W. Pasut, M. De Carli. Computational aspects of modeling different strategies for kitchen ventilation: a comparison between the multi-zone approach and CFD modelling with reference to predicted indoor pollutant concentrations. Inviato a: 11th International Building Performance Simulation Association Conference and Exhibition, Glasgow, Scotland.
- 10 G. Villi, M. De Carli. Parameters affecting the most effective ventilation strategy: a comparison between natural, mechanical with heat recovery and ground coupled ventilation. Inviato a: 11th ROOMVENT 2009 Conference, Busan, Korea.
- 11 G. Villi, W. Pasut, M. De Carli. CFD modelling and thermal performance analysis of a wooden ventilated roof structure. Inviato a: Building Simulation: An International Journal. Springer.